

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

3165
Д. П. Елизаров

ТЕПЛО- ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Для студентов вузов

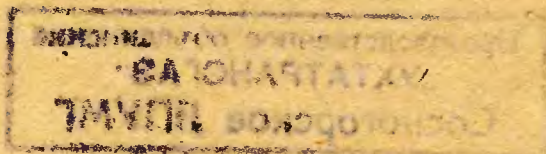


ББК 31.37

Е51

УДК [621.1:621.311.22](075.8)

Рецензент: кафедра «Теплоэнергетические установки»
Ленинградского политехнического института
имени М. И. Калинина



Елизаров Д. П.
Е51 Теплоэнергетические установки электростанций: Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоиздат, 1982. — 264 с., ил.

В пер. 1 р. 20 к.

Изложены основы теории ТЭС и АЭС и методы повышения их экономичности и маневренности. Приведены основные сведения о теплоэлектроцентралях с выбором оптимальных показателей их работы. Описаны конструкции, методы расчета и проектирования станционных теплообменников, испарителей, деаэраторов и трубопроводов. Рассмотрены вопросы выбора оборудования, компоновки генплана и главного здания ТЭС и АЭС. Первое издание вышло в 1967 г. Для студентов энергомашиностроительных, теплоэнергетических и электроэнергетических специальностей энергетических и политехнических вузов.

Е $\frac{2303030000-294}{051(01)-82}$ 8-82,

ББК 31.37

6П2.11

Необходимость выпуска в свет второго издания учебника «Теплоэнергетические установки электростанций» вызвана значительным техническим прогрессом энергетики СССР за время, прошедшее после выхода в свет первого издания в 1967 г. Все содержание учебника автором во втором издании в корне переработано и обновлено.

Автор сохранил традиционное название учебника, но оно могло бы быть и изменено в соответствии с новым названием курса для специальности «Турбостроение» (0521) — «Тепловые и атомные электростанции». В учебном плане же специальности «Парогенераторостроение» (0520) сохранилось прежнее название курса, совпадающее с названием учебника — «Теплоэнергетические установки электростанций».

По содержанию и последовательности изложения материал книги соответствует новым учебным программам специальностей «Турбостроение» (0521) и «Парогенераторостроение» (0520), в составлении которых автор принимал непосредственное участие. При написании второго издания учебника автором использован многолетний опыт чтения соответствующих курсов лекций на энергомашиностроительном факультете МЭИ.

Настоящий учебник может быть использован в качестве учебного пособия студентами и других энергетических специальностей вузов, таких как «Тепловые электрические станции» (0305), «Электрические станции» (0301), «Технология воды и топлива на тепловых электростан-

циях» (0306), «Автоматизация теплоэнергетических процессов» (0649). Книга также может быть полезна для инженерно-технических работников энергомашиностроительных заводов, тепловых электростанций и районных энергетических управлений, проектных и научно-исследовательских институтов и наладочных организаций.

Атомные электрические станции и их компоновка во втором издании учебника описаны в гл. 6 и в §§ 10.1 и 10.4. Учитывая большую важность для энергетики вопросов эксплуатации и маневренности оборудования тепловых и атомных электростанций, автор посвятил им в новом издании учебника гл. 7.

Из разделов учебника, отражающих специфику энергомашиностроительных специальностей, автор хотел бы отметить гл. 8, где приведены расчеты станционных теплообменников, и гл. 9, в которой большое внимание уделено металлу трубопроводов и их контролю, технологии сварки трубопроводов и термообработки стыков, прочностным расчетам трубопроводов. В гл. 10 рассмотрены вопросы, связанные со строительной частью главного здания (фундаменты под оборудование, оформление временного торца главного здания, колонны и подкрановые балки и др.). Эти вопросы имеют важное значение для выпускников энергомашиностроительных специальностей, которые по окончании института будут работать в монтажных организациях.

Автор выражает глубокую благодарность коллективу кафедры

«Теплоэнергетические установки» Ленинградского политехнического института имени М. И. Калинина, детально ознакомившемуся с рукописью второго издания учебника и давшему целый ряд полезных критических замечаний, учтенных автором при доработке рукописи. Большая работа выполнена редактором книги И. Н. Тамбиевой, что способствовало улучшению качества рукописи и особенно приведенных в ней примеров расчета тепловых схем КЭС и ТЭЦ.

Автор признателен коллективам кафедр «Тепловые электрические станции», «Атомные электрические станции» и «Технология воды и топлива» Московского энергетического института за рекомендации, полезные советы и помощь в работе.

Замечания и пожелания по книге автор примет с благодарностью и их следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоиздат.

Автор

В.1. Энергетические ресурсы и развитие энергетики СССР

Для производства электрической энергии используются природные энергетические ресурсы. В зависимости от вида энергетических ресурсов различают основные типы электростанций: тепловые (ТЭС), гидравлические (ГЭС) и атомные (АЭС). Наибольшее распространение в настоящее время имеют ТЭС, на которых в электрическую энергию преобразуется тепловая энергия, выделяемая при сжигании органического топлива — угля, мазута, торфа, газа и др. На ТЭС вырабатывается около 76 % всей вырабатываемой электроэнергии. Второе место по выработке электроэнергии занимают ГЭС и третье — АЭС.

Из других видов энергетических ресурсов следует назвать геотермальные воды, выносимые из земных недр на поверхность в некоторых районах земного шара и используемые в основном для теплоснабжения, но для более широкого применения геотермальных вод требуются большие затраты на научные исследования, включая создание опытных скважин глубиной около 10 км. Энергия солнечного излучения доступна для использования в ряде районов и в основном для нужд горячего водоснабжения.

В настоящее время в нашей стране большое внимание уделяется развитию АЭС. Запасы ядерной энергии сосредоточены в тяжелых элементах (уране и тории), для которых энергетически выгодна реакция деления ядер атомов, и в легких

элементах (дейтерии и литии), при синтезе которых в более тяжелый гелий выделяется больше в 3—7 раз энергии на единицу массы синтезируемого вещества, чем при делении ядер на единицу массы расщепляющегося вещества.

В СССР достигнуты существенные результаты по прямому преобразованию тепловой энергии в электрическую: создана крупная экспериментальная электростанция с магнитогидродинамическим (МГД) генератором мощностью 25 МВт. На этой установке электроэнергия вырабатывается за счет протекания высокотемпературного (3000 °С) ионизированного потока газа (плазмы) в магнитном поле. Первоисточником энергии может служить органическое или ядерное топливо. При сочетании МГД генератора с паротурбинной установкой КПД цикла может быть повышен до 50 % и более. Достигнутые результаты позволили наметить проведение проектно-конструкторских работ по созданию энергетического МГД-блока мощностью около 500 МВт с общим КПД блока 53—55 %.

С первых лет своего существования Советское государство придавало большое значение развитию энергетики. В 1920 г. по указанию В. И. Ленина Государственной комиссией с участием ведущих ученых и инженеров-энергетиков Г. М. Кржижановского, К. А. Круга, М. К. Поливанова, Л. К. Рамзина разработан Государственный план электрификации России (план ГОЭЛРО), который охарактеризован В. И. Лениным как «вторая

программа партии». Именно в связи с этим планом на VIII Всероссийском съезде Советов 22 декабря 1920 г. В. И. Лениным произнесены слова, ставшие впоследствии лозунгом: «Коммунизм — это есть Советская власть плюс электрификация всей страны».

Годовая выработка электроэнергии в нашей стране с 2,3 млрд. кВт·ч в 1913 г. возросла до 1295 млрд. кВт·ч в 1980 г. По плану 11-й пятилетки производство электроэнергии в 1985 г. должно достигнуть 1550—1600 млрд. кВт·ч. Структура производства электроэнергии в СССР электростанциями различного типа, %, имеет следующий вид:

Тип электростанции	1975 г.	1976 г.	1977 г.	1978 г.	1980 г.
ТЭС . . .	86	85,4	83,8	82,2	81,2
ГЭС . . .	12	12,2	12,7	14,0	13,4
АЭС . . .	2	2,3	3,0	3,8	5,4

Относительно небольшой вклад ГЭС в выработку электроэнергии объясняется большими сроками их сооружения и удельными капитальными затратами, а также отсутствием возможности комбинированной выработки электрической и тепловой энергии.

Использование органического топлива в энергетике СССР, %, при выработке электроэнергии распределяется следующим образом:

Вид топлива	1970 г.	1975 г.
Ископаемые угли	46,3	45,5
Мазут	23,6	28,8
Газ	23,6	20,7
Торф	4	2,6
Горючие сланцы и др.	2,5	2,4

Как видно из приведенной таблицы, для ТЭС основным видом топлива является ископаемый уголь. По плану 11-й пятилетки намечено осуществление ускоренными темпами строительства ТЭС, использующих угли Экибастузского и Канско-Ачинского бассейнов, а также природный и попутный газ месторождений Западной Сибири. Намечено дальнейшее увеличение доли выработки электроэнергии на АЭС, которая в 1985 г. должна составить

13,7—14,5% общей выработки электроэнергии по стране. Прирост производства электроэнергии в европейской части СССР будет в основном обеспечиваться за счет строительства АЭС и ГЭС. Будут продолжены работы по использованию ядерного топлива на АТЭЦ для теплоснабжения крупных городов.

Важным фактором, определяющим повышение экономичности энергоснабжения нашей страны, является рациональное географическое размещение электростанций, обеспечивающее минимальные затраты на транспорт топлива и электроэнергии. В связи с этим в восточных районах СССР наряду с развитием энергетики предусматривается размещение энергоемких производств.

Развитие энергетики СССР характеризуется непрерывным повышением единичной мощности агрегатов и мощности электростанций. С ростом единичной мощности агрегатов снижаются удельные капитальные вложения, возрастает тепловая экономичность установок и ускоряется строительство электростанций. Удвоение мощности агрегатов приводит к удешевлению строительства электростанций приблизительно на 20%.

Значительные работы по освоению блоков мощностью по 500 и 800 МВт проведены в 10-й пятилетке. К концу 1980 г. имелось девять блоков по 800 МВт, девять — по 500 МВт, свыше 140 — по 300 МВт и около 15 теплофикационных блоков по 250 МВт, все блоки мощностью по 800 МВт газомазутные. В конце 1980 г. на Костромской ГРЭС пущен первый в СССР газомазутный энергоблок мощностью 1200 МВт.

В связи с расширением использования углей Экибастузского и Канско-Ачинского бассейнов в 11-й пятилетке намечено увеличение выпуска блоков мощностью по 500 МВт и освоение пылеугольных котлов для блоков 800 МВт.

Наряду с ростом единичной мощности агрегатов увеличивается и суммарная мощность ТЭС. К концу 1980 г. количество ТЭС с установленной мощностью 1000 МВт и выше в СССР достигло 56, мощностью 2000 МВт и более составило 23, крупнейшими являются Рефтинская (3800 МВт), Запорожская и Углегорская ГРЭС (по 3600 МВт). В дальнейшем в составе Канско-Ачинского комплекса будут построены более крупные ТЭС с установленной мощностью до 6400 МВт.

Возрастает единичная мощность блоков и на АЭС. В 1973 г. введен первый в СССР блок мощностью 1000 МВт на Ленинградской АЭС с реактором РБМК-1000. В последующем на ЛАЭС введено три блока РБМК-1000. Кроме того, в 1980 г. освоено четыре таких блока на Курской и Чернобыльской АЭС. В 1980 г. на Нововоронежской АЭС введен в эксплуатацию первый блок с реактором ВВЭР-1000. Сооружается блок мощностью 1500 МВт с реактором РБМК-1500 на Игналинской АЭС. По плану 11-й пятилетки будут разработаны энергоблоки с реакторами на быстрых нейтронах мощностью по 800—1600 МВт.

Развитие энергетики СССР характеризуется постепенным повышением начальных параметров пара на ТЭС для повышения их тепловой экономичности, применением промежуточного перегрева пара и блочной схемы котел—турбина. Основу теплоэнергетики составляют агрегаты на начальное давление пара 23,5 и 12,7 МПа (на них в 1977 г. произведено 78% электроэнергии). К ним относятся конденсационные турбоагрегаты К-210-130 мощностью 210 МВт на начальное давление пара 12,7 МПа, а также турбоагрегаты К-300-240, К-500-240, К-800-240 и К-1200-240 на давление 23,5 МПа.

Широкое развитие в советской энергетике получила теплофикация — централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Основоположниками развития теплофикации являются проф. В. В. Дмитриев и инженер Л. Л. Гинтер. По масштабам развития теплофикации СССР занимает первое место в мире. Установленная мощность ТЭЦ на начало 1979 г. составляла 36,3% всей мощности ТЭС и достигла 66 млн. кВт, отпуск теплоты потребителям от ТЭЦ в 1980 г. достиг 4814 млн. ГДж (1150 млн. Гкал), что составило 50,7% производства теплоты централизованными источниками в стране. В качестве основных агрегатов на ТЭЦ в настоящее время используются высокоэкономичные теплофикационные турбины Т-100-130 без промежуточного перегрева пара и блочные теплофикационные установки Т-250/300-240 с промежуточным перегревом пара. Кроме того, созданы теплофикационная турбоустановка Т-175/210-130, установки с двумя регулируемыми отборами ПТ-80/100-130/13 и ПТ-135/165-130/15 и с противодавлением Р-100-130. Выпускаются пиковые водогрейные котлы тепловой мощностью до 760 ГДж/ч (180 Гкал/ч).

Благодаря совершенствованию структуры производства электроэнергии на ТЭС и за счет ввода нового более экономичного оборудования, демонтажа низкоэкономичных агрегатов, повышения эффективности теплофикации и улучшения эксплуатации непрерывно из года в год улучшаются основные показатели тепловой экономичности ТЭС. Средние по СССР удельные расходы условного топлива на отпущенную электроэнергию и на отпущенную теплоту составляют:

Год	1970	1975	1976	1977	1980
Расход на единицу отпуска электроэнергии, г/(кВт·ч)	366	340	337	334,4	328
То же на единицу отпуска теплоты, г/Гкал	175,6	173,6	173,4	173,3	172,9

Повышение начальных параметров пара, применение двухкратного промежуточного перегрева и развитие регенеративного подогрева питательной воды будут способствовать дальнейшему улучшению показателей тепловой экономичности ТЭС.

В.2. Потребители энергии, графики нагрузки и типы ТЭС

Электрическая нагрузка. Различают четыре основные группы потребителей электроэнергии по отраслям народного хозяйства: промышленность и строительство, транспорт, сельское хозяйство и коммунально-бытовое хозяйство городов и поселков. Распределение потребления электроэнергии, %, по этим группам потребителей приведено ниже:

Вид потребления	1975 г.	1978 г.	1980 г.
Промышленность и строительство	58,3	56,8	55,2
Транспорт	7,2	7,6	7,9
Сельское хозяйство	7,0	8,1	8,4
Коммунально-бытовое хозяйство	11,9	11,8	12,0
Собственные нужды электростанций и потери в сетях	14,6	14,7	15,0
Экспорт	1,0	1,0	1,5

Наиболее высокий темп прироста энергопотребления за последние годы наблюдается в сельском хозяйстве и на транспорте. Каждый вид потребителей характеризуется своим особым графиком нагрузки, т. е. ее зависимостью от времени. Основными и определяющими являются суточные графики нагрузки (зимний и летний). Характерный вид суточного графика промышленной нагрузки (рис. В. 1) зависит в основном от соотношения потребления электроэнергии предприятиями, работающими в одну, две и три смены.

Типичный суточный график осветительно-бытовой нагрузки изображен на рис. В. 2 и характеризуется значительным вечерним пиком

нагрузки (летом пик меньше и наступает позднее). Кроме того, имеется небольшой утренний пик нагрузки. Осветительно-бытовая нагрузка зависит от географического положения, времени года и суток и от метеорологических условий.

Вид суммарного суточного графика нагрузки (рис. В.3, а) определяется соотношением двух основных видов потребления, промышленного и осветительно-бытового. Зимний суммарный суточный график нагрузки имеет два характерных пика. Максимум нагрузки наблюдается около 16 ч, когда еще не закончили работу односменные предприятия и на промышленную нагрузку накладывается пик осветительной нагрузки. Летом пик осветительной нагрузки наступает позднее и график суммарной нагрузки имеет три пика.

В последние годы в энергосистемах СССР наблюдается значительное разуплотнение графиков нагрузки: во время ночного спада минимальная нагрузка составляет

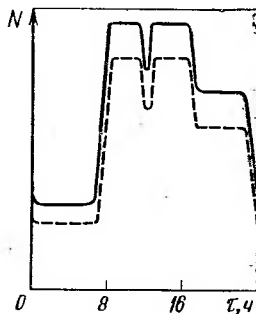


Рис. В.1. Типовой суточный график промышленной электрической нагрузки зимой (—) и летом (---).

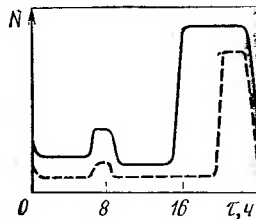
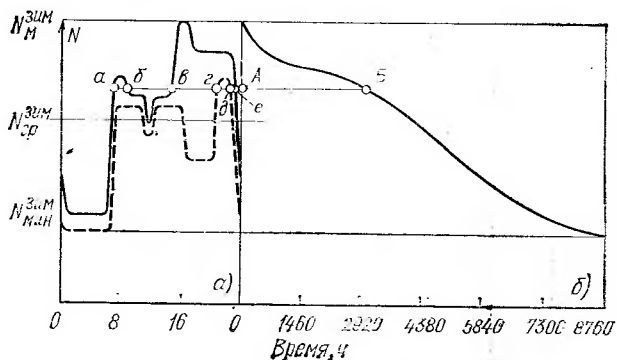


Рис. В.2. Типовой суточный график осветительно-бытовой электрической нагрузки зимой (—) и летом (---).

Рис. В.3. Суммарный суточный график электрической нагрузки (а) зимой (—) и летом (---) и графическое построение годового графика нагрузки по продолжительности (б).



50—65% суммарной установленной мощности, а в праздничные дни и в паводковый период минимальная нагрузка еще меньше (до 47%). Ночной провал нагрузки длится 5—6 ч.

В связи с этим к электростанциям и энергоблокам предъявляется требование маневренности в эксплуатации. Это понятие включает в себя быстроту набора и снятия нагрузки, способность к проведению быстрых пусков, допустимый минимум нагрузки.

Основными показателями, характеризующими суточные графики нагрузки, являются максимальная $N_{\max}$, минимальная $N_{\min}$ и средняя $N_{\text{ср}}$ нагрузки, а также коэффициенты неравномерности графика $\alpha = N_{\max}/N_{\min}$ и средней нагрузки $\beta = N_{\text{ср}}/N_{\max}$. Переменная часть суточного графика подразделяется на пиковую и полупиковую зоны. В качестве пиковой принимается зона графика между средней и максимальной нагрузками (рис. В.3, а). Переменная часть суточного графика и ее пиковая зона для различных периодов года значительно различаются.

Благодаря строительству высоковольтных ЛЭП переменного тока на напряжения 330, 500 и 750 кВ и постоянного тока на напряжении 800 кВ, создается Единая энергетическая система (ЕЭС) СССР, вводятся в действие ЛЭП переменного тока напряжением 1150 кВ и постоянного тока напряжением 1500 кВ. Объединение энергосистем повыша-

ет надежность энергоснабжения и выравнивает графики нагрузки за счет использования разницы поясного времени.

Коэффициент неравномерности суточных графиков нагрузки потребителей европейской зоны ЕЭС СССР для зимних рабочих суток с 1963 г. по настоящее время уменьшился с 0,75 до 0,66. Диапазоны регулирования нагрузки ТЭС и ГЭС европейской зоны ЕЭС СССР по месяцам года различны: благодаря высокой маневренности агрегатов ГЭС обычно покрывают пики нагрузки, однако в период весеннего паводка ГЭС переводятся в базисный режим работы и диапазон нагрузок ТЭС резко возрастает.

Надежность энергоснабжения потребителей во многом зависит от наличия на электростанции или в энергосистеме резерва мощности. Для уяснения понятия резерва и требуемой резервной мощности рассмотрим суточный график нагрузки (рис. В.4). Все виды резерва в системе можно подразделить на скрытый N_{p1} и явный N_{p2} резерв. Первый — это мощность работающих с недогрузкой турбин и котлов, которая может быть немедленно использована при аварии и в пиковые периоды нагрузки. Явный резерв заключен в мощности не работающих, но готовых к работе агрегатов, находящихся в холодном или неостывшем состоянии и требующих для пуска обычно не менее 1—3 ч. Оба вида резерва в сумме $N_p = N_{p1} + N_{p2}$ составляют общий ре-

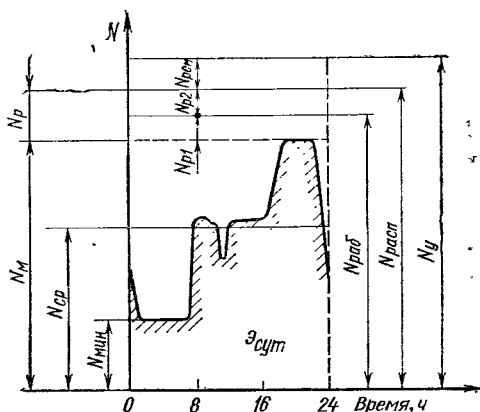


Рис. В.4. Суммарный суточный график нагрузки электростанции (или энергосистемы) и виды резерва.

$\mathcal{E}_{\text{сут}}$ — выработка электроэнергии за сутки (площадь графика нагрузки); $N_{\text{ср}} = \mathcal{E}_{\text{сут}}/24$ — среднесуточная нагрузка станции.

зерв мощности. Кроме того, часть агрегатов системы суммарной мощностью $N_{\text{рем}}$ может находиться в ремонте.

Рабочая мощность электростанции (или энергосистемы) — суммарная по паспорту мощность всех работающих агрегатов — складывается из максимальной (по графику нагрузки) и скрытого резерва: $N_{\text{раб}} = N_{\text{м}} + N_{\text{пр1}}$.

Располагаемая мощность включает и явный резерв: $N_{\text{расп}} = N_{\text{раб}} + N_{\text{пр2}}$.

Установленная мощность — суммарная (по паспорту) мощность всех установленных на электростанции агрегатов — включает в себя дополнительно мощность агрегатов, находящихся в ремонте: $N_{\text{у}} = N_{\text{расп}} + N_{\text{рем}}$.

Годовые графики нагрузки применяются двух типов: графики годовой продолжительности и хронологические. Первые показывают, сколько времени продолжалась в течение года нагрузка различной величины (заданная и больше заданной). Хронологические графики показывают последовательное изменение нагрузки во времени.

График годовой продолжительности нагрузки может быть приближенно построен с помощью характерных зимнего и летнего суточных графиков нагрузки (см. рис. В.3,б). Если условно разделить весь год на характерные периоды зимы $\tau_{\text{з}}$ и лета $\tau_{\text{л}}$, то

$$\overline{AB} = \tau_{\text{з}} (\overline{ab} + \overline{ve}) + \tau_{\text{л}} \cdot \overline{gd},$$

где $\overline{ab}$, $\overline{ve}$ и $\overline{gd}$ — отрезки, отсекаемые на суточных графиках нагрузки (см. рис. В.3,б). Для средних широт европейской части СССР условно принимают $\tau_{\text{з}} = 210$ сут и $\tau_{\text{л}} = 155$ сут.

С помощью графика годовой продолжительности нагрузки можно определить показатели работы электростанции (энергосистемы). Площадь, ограниченная годовым графиком нагрузки (рис. В.5) и координатными осями, представляет собой годовую выработку электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}}$, кВт·ч.

Важными показателями режима годовой работы электростанции являются число часов использования установленной мощности $\tau_{\text{у}}$ и число часов использования максимума нагрузки $\tau_{\text{м}}$, связанные с годовой выработкой электроэнергии соотношением

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = N_{\text{м}} \tau_{\text{м}} = N_{\text{у}} \tau_{\text{у}}. \quad (\text{В.1})$$

Отношение продолжительности работы электростанции в году $\tau_{\text{раб}}$ к продолжительности года называется коэффициентом рабочего времени:

$$e = \tau_{\text{раб}} / 8760, \quad (\text{В.2})$$

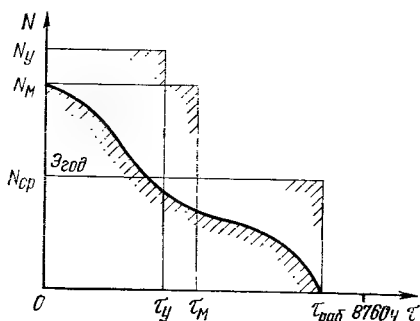


Рис. В.5. График годовой продолжительности нагрузки.

где 8760 — число часов в году. По годовой выработке электроэнергии определяют среднегодовую нагрузку электростанции:

$$N_{\text{ср}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / \tau_{\text{раб.}} \quad (\text{В.3})$$

Отношение среднегодовой нагрузки электростанции к максимальной называется *коэффициентом средней нагрузки*:

$$f_{\text{ср}} = N_{\text{ср}} / N_{\text{м.}} \quad (\text{В.4})$$

Отношение установленной мощности к максимальной нагрузке электростанции носит название *коэффициента резерва*:

$$\rho = N_{\text{у}} / N_{\text{м.}} \quad (\text{В.5})$$

Иногда в качестве характеристики загрузки электростанции в году пользуются понятием *коэффициента использования максимума нагрузки*

$$g_{\text{м}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / (8760 N_{\text{м}}) = f_{\text{ср}} e. \quad (\text{В.6})$$

Для выяснения сроков вывода оборудования в ремонт пользуются хронологическим годовым графиком нагрузки (рис. В.6). Такой график строится как график суточных (или месячных) максимумов нагрузки. Для ремонта обычно используется летний провал нагрузки, обозначенный на рисунке словами «Сезонный ремонт». Если он недостаточен для ремонта всего оборудования, установленная мощность энергосистемы должна быть увеличена на $N_{\text{рем.}}$. Эта мощность носит название *ремонтного резерва*. В периоды года, когда ремонт в системе не производится, мощность $N_{\text{рем}}$ добавляется к резерву энергосистемы.

Общая резервная мощность в энергосистемах должна быть не менее 10% мощности систем.

Надежность работы основного оборудования электростанций определяется *коэффициентом готовности*

$$\rho_{\text{гот}} = (\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{рез}}) / 8760, \quad (\text{В.7})$$

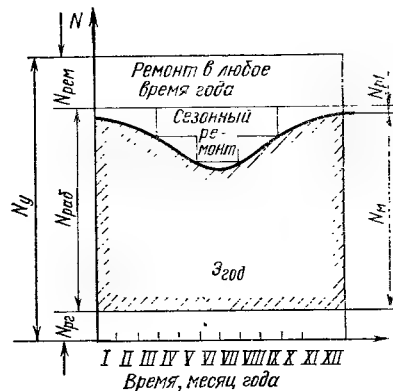


Рис. В.6. Хронологический годовой график суточных максимумов нагрузки.

где $\tau_{\text{рез}}$ — время нахождения оборудования в резерве:

Тепловая нагрузка. Потребители теплоты подразделяются на две группы — технологические и теплофикационные. Для первых требуется преимущественно пар, давление которого определяется характером производства (от 0,6 до 1,8 МПа).

Потребители другой группы используют воду с температурой 40—95°C для отопления и вентиляции зданий и около 70°C для горячего водоснабжения (бани, прачечные, гостиницы, жилые дома).

Технологическая нагрузка является в большинстве случаев круглогодовой; характер ее графика зависит от профиля предприятий и режима их работы. Она слабо зависит от наружной температуры, имеет переменный суточный и сравнительно ровный годовой графики. Исключение составляют лишь некоторые отрасли промышленности, работа которых имеет сезонный характер. Графики тепловой нагрузки промышленных предприятий в основном идентичны графикам промышленной электрической нагрузки.

Теплофикационная нагрузка ТЭЦ включает расход теплоты на отопление Q_0 и вентиляцию зданий $Q_{\text{в}}$ и на горячее водоснабжение (бытовые нужды) $Q_{\text{г.в.}}$, кВт (ГДж/ч, Гкал/ч):

$$Q_{\text{от}} = Q_0 + Q_{\text{в}} + Q_{\text{г.в.}} \quad (\text{В.8})$$

В крупных городах преобладает нагрузка, связанная с отоплением жилых зданий. Вентиляционная нагрузка значительна лишь для некоторых промышленных и общественных зданий.

В связи с интенсивным жилищным строительством в последние годы растет нагрузка горячего водоснабжения городов СССР. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение в ряде случаев достигает 30% суммарного отпуска теплоты по жилому району. В среднем нагрузка горячего водоснабжения составляет 10—15% суммарного максимума теплофикационной нагрузки.

При отоплении важно поддержание внутренней температуры помещений. Для этого необходимо сохранение равновесия между тепловыми потерями здания и теплопритоком:

$$Q = Q_{\text{т.в}} + Q_0, \quad (\text{В.9})$$

где Q — теплотери здания; $Q_{\text{т.в}}$ — внутренние тепловыделения; Q_0 — подвод теплоты в здание через отопительную систему. Внутренние тепловыделения жилых зданий носят случайный характер и относительно невелики. При расчетах для жилых зданий полагают $Q_{\text{т.в}} \approx 0$.

Теплота зданий теряется двумя путями: теплопередачей через наружные ограждения и инфильтрацией в помещение наружного воздуха через неплотности. Расход теплоты на отопление здания можно определить по формуле

$$Q_0 \approx x_0 V (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \quad (\text{В.10})$$

где x_0 — отопительная характеристика здания, для жилых зданий $x_0 = 0,3 \div 0,5 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$; V — объем отапливаемого здания по наружному обмеру, м^3 ; $t_{\text{н}}$ — температура внутри помещения, зависящая от назначения зданий и составляет $18\text{—}20^\circ\text{C}$; $t_{\text{в}}$ — температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$.

Отопительная характеристика численно равна потере теплоты через наружные ограждения при разности внутренней и наружной тем-

ператур 1°C , отнесенной к 1 м^3 наружного объема здания и зависит от отношения периметра здания к площади в плане, высоты здания, площади остекления и коэффициентов теплопередачи наружных ограждений.

Коэффициент инфильтрации для жилых и большинства общественных зданий не превышает 3—4%, что меньше точности расчета теплопотерь, поэтому влияние инфильтрации не учитывают, а несколько увеличивают x_0 .

Максимальные тепловые потери зданий соответствуют минимальному значению наружной температуры $t_{\text{н}}$. Последняя, как правило, кратковременна, поэтому при определении расчетного расхода теплоты на отопление исходят не из абсолютного минимума наружной температуры, а из средней расчетной температуры $t_{\text{н}}$ наиболее холодной пятидневки из четырех наиболее холодных зим за 25-летний период (для Москвы $t_{\text{н}} = -26^\circ\text{C}$). Различные температуры наружного воздуха в течение отопительного сезона имеют различную продолжительность, которая характеризуется графиком, изображенным на рис. В.7 и приближенно справедливым для любого климатического пояса СССР. По горизонтальной оси отложена продолжительность отопительной нагрузки τ в долях полной продолжительности отопи-

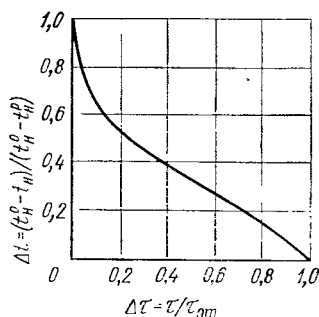


Рис. В.7. График относительной продолжительности суммарных периодов, когда температура наружного воздуха равна и ниже данной.

тельного сезона $\tau_{от}$. По вертикальной оси отложено отклонение температуры наружного воздуха t_n от температуры, при которой производится включение отопления $t_n^0 = 10^\circ\text{C}$, отнесенное к максимальной расчетной величине этого отклонения. Из графика на рис. В.7 видна малая продолжительность низких температур наружного воздуха.

Расход теплоты на вентиляцию жилых зданий, не имеющих, как правило, специальной приточной системы, относительно невелик, и обычно не превышает 5—10% расхода теплоты на отопление и учитывается отопительной характеристикой здания χ_0 . Расход теплоты на вентиляцию производственных и коммунальных предприятий, а также общественных и культурных учреждений составляет значительную долю суммарного теплопотребления. Для ориентировочного определения расхода теплоты на вентиляцию в этих условиях можно воспользоваться формулой

$$Q_v = nV_v c(t_{п} - t_n), \quad (\text{В.11})$$

где n — кратность обмена воздуха, ч^{-1} ; V_v — вентилируемый объем здания, м^3 ; $c = 1,26 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ — объемная теплоемкость воздуха.

Расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий линейно зависит от температуры наружного воздуха (рис. В.8), достигает максимума при $t_n = t_n^p$ и снижается до нуля с повышением наружной температуры до 18—20°C, когда устанавливается тепловое равновесие между помещением и наружным воздухом.

Для теплоснабжения и правильного использования топлива важное значение имеет выбор начала и конца отопительного сезона. Практикой установлено следующее правило: *отопление включается при уменьшении среднесуточной температуры наружного воздуха ниже 10°C в течение трех суток подряд, а конец отопительного сезона — при*

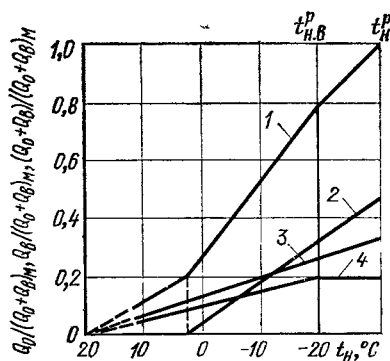


Рис. В.8. Зависимость относительного расхода тепла на отопление и вентиляцию зданий от наружной температуры.

1 — суммарный расход тепла на отопление и вентиляцию зданий; 2 — расход тепла на отопление промышленных зданий; 3 — расход тепла на отопление жилых и общественных зданий; 4 — расход тепла на вентиляцию промышленных и общественных зданий; штриховые линии — экстраполяция.

увеличении ее выше 10°C в течение такого же периода.

Для снижения расчетного расхода теплоты на вентиляцию минимальная наружная температура $t_{н.в.}^p$, по которой производится расчет вентиляционных установок, принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления. Значение $t_{н.в.}^p$ определяется из условия допустимого снижения кратности обмена воздуха в вентилируемых помещениях при наружной температуре t_n . Когда температура наружного воздуха становится ниже $t_{н.в.}^p$, начинают сокращать кратность обмена воздуха помещений, ввиду чего дальнейший рост вентиляционной нагрузки прекращается.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий в наиболее холодные зимние дни достигает максимума $(Q_o + Q_v)_m$, а летом снижается до нуля. В течение суток эта нагрузка практически не изменяется. График зависимости суммарного расхода теплоты на отопление и вентиляцию района (рис. В.8) от наружной температуры имеет две точки излома: одну — при $t_{н.в.}^p$, другую — при температуре включения

в работу отопления промышленных зданий (обычно $+3^{\circ}\text{C}$). Горячее водоснабжение имеет неравномерный график нагрузки в течение как суток, так и недели. Наибольшая нагрузка горячего водоснабжения в жилых районах наблюдается, как правило, в предвыходные дни. В течение года эта нагрузка сохраняется приблизительно на одинаковом уровне, несколько уменьшаясь летом (до 70—75%) вследствие более высокой температуры водопроводной воды и меньшего потребления горячей воды для бытовых нужд.

Среднесуточный расход теплоты, кДж/сут, на горячее водоснабжение жилых зданий определяется по формуле

$$Q_{г.в}^{ср.с} = m g c (t_{г.} - t_{х}), \quad (B.12)$$

где m — число жителей; g — среднесуточная норма расхода горячей воды на человека, кг/сут; c — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг $\cdot^{\circ}\text{C}$); $t_{г.}$, $t_{х}$ — температуры горячей воды, подаваемой в систему, и холодной водопроводной воды соответственно, $^{\circ}\text{C}$.

Годовой график продолжительности суммарной теплофикационной нагрузки, включая горячее водоснабжение [формула (B.8)], изображен на рис. В.9. Ниже приводятся значения $\tau_{от}$ и $t_{пн}$ для некоторых районов СССР:

Район	Продолжительность отопительного сезона $\tau_{от}$, ч	Расчетная температура наружного воздуха $t_{пн}^p$, $^{\circ}\text{C}$
Сибирь, Урал и Север европейской части СССР	5500	—35 ÷ —55
Средняя полоса европейской части СССР и северная часть Средней Азии	5000	—25 ÷ —35
Юг европейской части СССР	4000—4500	—15 ÷ —25
Крым, Кавказ и южная часть Средней Азии	2500—3000	—5 ÷ —15

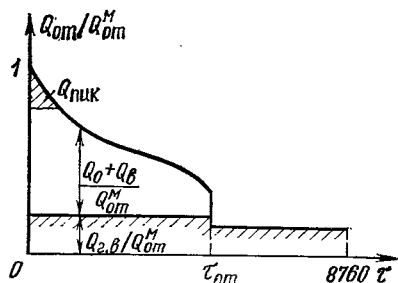


Рис. В.9. Годовой график продолжительности суммарной относительной теплофикационной нагрузки (включая горячее водоснабжение).

Классификация ТЭС. По роду двигателя ТЭС можно подразделить на паро- и газотурбинные и МГД-установки. Газотурбинные установки (ГТУ) как самостоятельный источник энергоснабжения в крупной энергетике распространения не получили. ГТУ имеют ограниченную мощность (25—100 МВт), пониженный КПД (не более 28%) и работают только на жидком или газовом топливе. ГТУ используются для покрытия пиков электрической нагрузки ($\tau_y = 500 \div 2000$ ч/год). Различают ГТУ открытого и закрытого циклов.

Сочетание паротурбинной и газотурбинной установок называют парогазовой установкой (ПГУ). Смысл объединения заключается в повышении КПД по сравнению с отдельно взятыми паротурбинной и газотурбинной установками. В СССР создана промышленная ПГУ с высоконапорным парогенератором на базе теоретических и проектных разработок Центрального котлотурбинного института (ЦКТИ). По плану 11-й пятилетки будет создана опытно-промышленная ПГУ мощностью 250 МВт с внутривихровой газификацией твердого топлива.

Паротурбинные электростанции подразделяются на конденсационные электростанции (КЭС) и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

КЭС отпускают потребителям только один вид энергии — электрическую (за исключением небольшого отпуска теплоты жилому поселку при электростанции). Электростанции оборудуются турбинами конденсационного типа, не имеющими

регулируемых отборов пара и как правило сооружаются в местах с хорошими условиями технического водоснабжения, обеспечивающими экономический вакуум в конденсаторах с минимальными затратами энергии на перекачку охлаждающей воды. КЭС районного значения в СССР присваивают название ГРЭС (государственная районная электрическая станция). Желательно сооружать ГРЭС вблизи от места добычи топлива, чтобы уменьшить расходы на его транспортировку. Электроэнергия от ГРЭС передается по линиям высокого напряжения, поскольку большинство потребителей находится на значительном расстоянии от электростанции.

ТЭЦ оборудуются турбинами с противодавлением или с регулируемыми отборами. Эти электростанции предназначены для отпуска как электрической, так и тепловой энергии. Особенностью ТЭЦ является комбинированная выработка электрической и тепловой энергии, характеризующаяся высокой тепловой экономичностью. ТЭЦ сооружаются поблизости от потребителей теплоты, так как горячую воду и особенно пар невыгодно транспортировать (по трубам) на большие расстояния. Протяженность магистралей сетевой воды обычно не превышает 10—12 км, а предельное расстояние для подачи пара на производство составляет около 1 км. Необходимость расположения ТЭЦ поблизости от тепловых потребителей не всегда позволяет сооружать их у источников водоснабжения. Поэтому многие ТЭЦ оборудуются искусственными охлаждающими устройствами компактного типа — градирнями. Электро-

энергия от ТЭЦ передается к потребителям как на высоком, так и на генераторном напряжении.

По характеру электрической нагрузки различают базовые, полубазовые и пиковые электростанции.

Базовые электростанции несут равномерно высокую (основную) нагрузку в течение годового периода и характеризуются длительностью использования установленной мощности $\tau_y = 5000 \div 7500$ ч/год.

Для полубазовых электростанций $\tau_y = 3000 \div 5000$ ч/год.

Пиковые электростанции работают с резко меняющейся нагрузкой ($\tau_y = 2000 \div 3000$ ч/год).

В европейской части СССР вследствие меньшей плотности графиков нагрузки и относительно небольшой доли ГЭС (покрывающих пики) ТЭС должны обеспечивать не только базовую, но и значительную долю полубазовой части нагрузки, они же обеспечивают определенную часть резерва мощности энергосистем. При этом вновь сооружаемые КЭС используются в базовой части графика нагрузки и постепенно перемещаются в полубазовую часть по мере ввода в эксплуатацию относительно более экономичных КЭС.

В районах Сибири вновь вводимые ТЭС работают в базовой части графика нагрузки. Это определяется очень плотным графиком нагрузки данных районов вследствие преобладания в их нагрузке энергоемких производ и большой доли ГЭС, покрывающих всю пиковую, полубазовую и часть базовой нагрузки объединенных энергосистем.

Графики электрической нагрузки ТЭЦ в отличие от КЭС в большинстве случаев определяются тепловым потреблением, ввиду чего они работают по вынужденному графику электрической нагрузки обычно в базовой его части.

**ПОКАЗАТЕЛИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**1.1. Рабочий процесс
конденсационной электростанции,
ее КПД и удельные показатели**

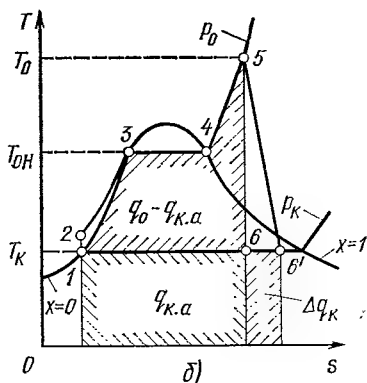
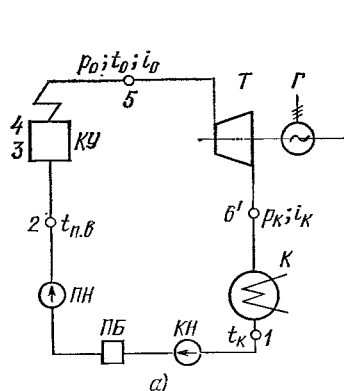
Преобразование энергии топлива в электрическую осуществляется на современных паротурбинных электростанциях на основе сложных тепловых циклов, способствующих улучшению тепловой экономичности электростанций. Сложные циклы с использованием теплоты отработавшего пара для внешнего потребления и регенеративного подогрева питательной воды с применением промежуточного перегрева пара составляют из простых исходных циклов. Практическим циклом работы паротурбинных электростанций является идеальный паровой цикл Ренкина (рис. 1.1, б), в котором теплота подводится и отводится при постоянном давлении рабочего тела.

Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{w_0}{q_0} = \frac{q_0 - q_{к.а}}{q_0} =$$

$$= \frac{(i_0 - i_{к.а}) - (i_{п.в.а}^v - i_{к.а}^v)}{i_0 - i_{п.в.а}^v}, \quad (1.1)$$

где w_0 — удельная полезная работа цикла, кДж/кг; q_0 и $q_{к.а}$ — соответственно удельные количества подводимой и отводимой теплоты в цикле, кДж/кг; i_0 и $i_{к.а}$ — начальная и конечная удельные энтальпии пара в идеальном рабочем процессе турбины, кДж/кг; $i_{п.в.а}^v$ и $i_{к.а}^v$ — удельные адиабатные энтальпии питательной воды и конденсата турбины, кДж/кг, разность которых соответствует подогреву воды при адиабатном сжатии ее в питательном и конденсатном насосах (для упрощения формулировок оба насоса будут в дальнейшем анализе



q_0 — удельное количество тепла, израсходованного на получение пара; $q_{к.а}$ — потеря тепла в холодном источнике для идеального цикла; $q_0 - q_{к.а}$ — удельное количество тепла, превращенного в механическую энергию в идеальном цикле; Δq_K — дополнительная потеря тепла в холодном источнике в действительном цикле; T_0 и T_K — соответственно начальная и конечная температуры пара в цикле; T_{0H} — температура насыщения при начальном давлении; x — сухость пара (остальные обозначения см. в приложении).

Рис. 1.1. Тепловая схема простейшей конденсационной электростанции (а) и T, s -диаграмма ее цикла Ренкина для водяного пара (б).

цикла именоваться как питательный насос). Здесь и в дальнейшем удельная энтальпия жидкости обозначается буквой i с верхним индексом «в». Удельная энтальпия пара верхнего индекса в обозначении не имеет.

Числитель в выражении (1.1) представляет собой полезную работу цикла, равную разности работ турбины и питательного насоса в идеальных изэнтропийных процессах. При невысоком начальном давлении рабочего тела в цикле работой питательного насоса можно пренебречь, тогда

$$\eta_t \approx (i_0 - i_{к.а}) / (i_0 - i_{к.г}). \quad (1.2)$$

Выражения (1.1) и (1.2) соответствуют понятиям *КПД нетто* и *брутто цикла*. Работу адиабатного (изэнтропийного) сжатия 1 кг воды в насосе, МДж/кг, можно подсчитать по приближенной формуле

$$h_{н.а} \approx (p_0 - p_{к.г}) v_{ср}, \quad (1.3)$$

где p_0 и $p_{к.г}$ — соответственно начальное и конечное давления рабочего тела в цикле, МПа; $v_{ср}$ — удельный объем перекачиваемой воды, м³/кг. Энергия, затраченная на сжатие 1 кг воды, в данном случае

переходит в теплоту, возвращаемую воде:

$$h_{н.а} = i_{п.в.а} - i_{к.г}. \quad (1.4)$$

В состав простейшей конденсационной электростанции (КЭС) входят турбогенераторная (Т и Г) и котельная КУ установки, питательный насос ПН и трубопроводы пара и воды, связывающие эти элементы в единую установку (рис. 1.1, а). В этом оборудовании реальной КЭС дополнительно теряется энергия.

Для учета потерь пользуются понятиями *относительных КПД*, получаемых при сопоставлении реальной установки с идеальным циклом Ренкина (КПД котла, трубопроводов, электрического генератора и т. д.). Одновременный учет потерь нескольких видов достигается перемножением относительных КПД. Для полной характеристики установки по использованию подведенной теплоты пользуются понятиями *абсолютных КПД*, получаемых умножением относительных КПД на КПД идеального цикла Ренкина.

В идеальном рабочем процессе работа 1 кг пара в турбине соответствует располагаемой разности удельных энтальпий: $H_0 = i_0 - i_{к.а}$ (рис. 1.2). В действительном про-

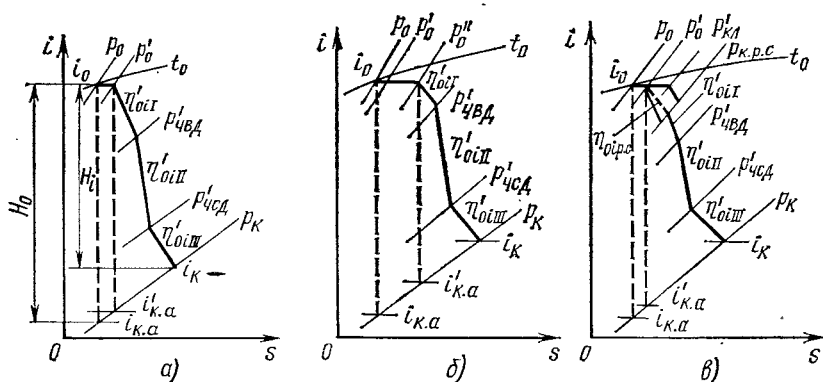


Рис. 1.2. i - s -диаграмма условного рабочего процесса конденсационной турбины.

а — при номинальной нагрузке; б — при частичной нагрузке и дросселировании парораспределении; в — при частичной нагрузке и сопловом парораспределении; η'_{oiI} , η'_{oiII} , η'_{oiIII} — КПД проточной части турбины в различных ее частях; $\eta'_{oiр.с}$ — условный относительный КПД проточной части регулирующей ступени; $p_{к.р.с}$ — давление пара в камере регулирующей ступени; $p'_{кд}$ — давление пара после регулирующего клапана.

Производственное объединение
„УХТАТРАНСГАЗ“
Сосногорское ЛПУМГ

цессе из-за потерь энергии в турбине используется лишь часть этой разности $H_i = i_0 - i_{к.}$. Степень технического совершенства проточной части турбины характеризуется *КПД проточной части*:

$$\eta'_{oi} = (i_0 - i_{к.}) / (i_0 - i'_{к.а.}). \quad (1.5)$$

Значение η'_{oi} принимается на основании экспериментальных или заводских расчетных данных по проточной части для существующих турбин или для разработанных проектов новых турбин. В случае вновь проектируемой турбины, по которой расчетных данных еще нет, приходится оценивать η'_{oi} с использованием имеющихся данных для близких по мощности и по конструкции турбин. КПД проточной части турбин неодинаков по ходу пара: меньше в зоне регулирующей ступени, а также в нескольких последующих ступенях вследствие малой высоты лопаток; наиболее высок в части среднего давления (ЧСД) и вновь уменьшается в части низкого давления (ЧНД) к концу проточной части за счет возрастающей влажности пара.

При построении линии процесса в i, s -координатах обычно бывает достаточно оценить значения η'_{oi} для указанных трех частей турбины. Благодаря выполненным в СССР исследованиям сопловых и рабочих решеток турбин и соответствующему их профилированию удалось существенно повысить КПД проточных частей у новых турбин.

На входе острого пара в турбину происходит небольшая потеря давления в запорной, защитной и регулирующей арматуре, которая при номинальной нагрузке составляет около 5% p_0 . Эта потеря на i, s -диаграмме изображается горизонтальным участком от p_0 до p'_0 (рис. 1.2). Дальнейший процесс при номинальной нагрузке может быть условно изображен так, как на рис. 1.2,а. Процесс при частичной нагрузке выглядит по-разному в за-

висимости от используемой системы парораспределения. При дроссельном парораспределении происходит дальнейшее дросселирование острого пара (рис. 1.2,б) в регулирующем дроссельном клапане до давления p''_0 , зависящего от необходимого по нагрузке расхода пара на входе в турбину.

Потеря работоспособности пара вследствие дросселирования на входе в турбину учитывается *коэффициентом дросселирования*, зависящим от нагрузки:

$$\eta_{др} = (i_0 - i'_{к.а.}) / (i_0 - i_{к.а.}). \quad (1.6)$$

Относительный внутренний КПД турбины

$$\eta_{oi} = \eta'_{oi} \eta_{др}. \quad (1.7)$$

Для современных мощных турбин при расчетной (экономической) нагрузке он равен 85—90%. При частичной нагрузке, а также при перегрузке значение η_{oi} уменьшается.

При сопловом парораспределении часть пара поступает на регулирующую ступень с давлением p'_0 через полностью открытые клапаны без дополнительного дросселирования. Дросселированию подвергается лишь часть потока пара, проходящая через неполностью открытый регулирующий групповой клапан, который в заданном диапазоне нагрузок осуществляет регулирование мощности.

На рис. 1.2,в на i, s -диаграмме для регулирующей ступени показаны процессы для этих потоков пара. Давление в камере регулирующей ступени, где осуществляется перемешивание обоих потоков пара, обозначено $p_{к.р.с.}$ Здесь получается некоторая средняя энтальпия. Условно процесс в регулирующей ступени изображен штриховой линией, наклон которой можно выразить с помощью *КПД регулирующей ступени*; при этом учитываются потери в регулирующем колесе, а также потери в результате дросселирования части потока пара. Значение

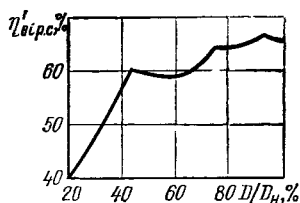


Рис. 1.3. Зависимость относительного КПД регулирующей ступени конденсационной турбины К-150-170 от относительного расхода пара.

КПД регулирующей ступени зависит от расхода пара через ступень. Приближенную оценку КПД можно произвести, используя заводские расчетные данные для регулирующих ступеней близких конструкций, а также экспериментальные данные.

На рис. 1.3 в качестве примера показана кривая КПД регулирующей ступени для турбины К-150-170 в зависимости от относительного пропуска пара. Кривая имеет волнообразный вид с пиками значений КПД при полном открытии одного или нескольких клапанов. При частичном открытии одного из клапанов КПД регулирующей ступени значительно понижается. Коэффициент полезного действия остальных ступеней проточной части турбины по имеющимся данным в широком диапазоне нагрузок почти не зависит от расхода пара.

Абсолютный внутренний КПД турбинной установки может быть определен по формуле

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}. \quad (1.8)$$

С учетом внутренних потерь в питательном насосе расход энергии на перекачку воды $h_n = h_{н.а.} / \eta_{ni}$, где η_{ni} — *внутренний относительный* (гидравлический) *КПД насоса*, учитывающий потери энергии в его проточной части, переходящие в теплоту дополнительного нагрева питательной воды: $h_n = i_{п.в.} - i_{в.к.}$, кДж/кг. Эта теплота за вычетом потерь на пути воды от насоса до котла возвращается в цикл. Разумеется, $h_n > h_{н.а.}$, т. е. вследствие гидравлических потерь подогрев во-

ды в насосе увеличивается по сравнению с подогревом при идеальном сжатии. Абсолютный внутренний КПД турбинной установки с учетом затраты энергии на сжатие воды в питательном насосе получается равным

$$\eta_i = (i_0 - i_k - h_n) / (i_0 - i_{п.в.}). \quad (1.9)$$

Потери энергии на трение в подшипниках турбины и затраты энергии на привод маслососа и системы регулирования учитываются *механическим КПД турбины* $\eta_{мех}$. Для современных турбин при номинальной нагрузке $\eta_{мех} = 98,5 \div 99\%$.

Электрические и механические потери в генераторе учитывает *КПД генератора* η_g , который для современных мощных электрических генераторов при водородно-водяном охлаждении составляет 99—99,5%.

Дополнительный учет механических потерь в турбине и потерь в генераторе позволяет найти *относительный электрический КПД турбогенераторной установки*:

$$\eta_{от.э} = \eta_{oi} \eta_{мех} \eta_g. \quad (1.10)$$

Важным энергетическим показателем является абсолютный электрический КПД турбогенераторной установки, который без учета затраты энергии на питательный насос может быть определен по формуле

$$\eta_{т.у} = \eta_i \eta_{oi} \eta_{мех} \eta_g; \quad (1.11)$$

здесь η_i определяется по формуле (1.2). С учетом энергии, расходуемой на привод питательного насоса (в случае электропривода), абсолютный электрический КПД турбогенераторной установки следует вычислять по формуле

$$\eta_{т.у} = \frac{(i_0 - i_{к.а.}) \eta_{от.э} - h_{н.а.} (\eta_{ni} \eta'_{э.п} \eta_{мех} \eta_g)}{i_0 - i_{п.в.}}, \quad (1.12)$$

где $\eta_n = \eta_{ni} \eta_{н.мех}$ — *КПД питательного насоса*, равный произведению внутреннего η_{ni} и механического

$\eta_{н.мех}$ его КПД; $\eta'_{э.п} = \eta_{тр.э} \eta_{эд} \eta_{гм} \eta_{р}$ — КПД передачи энергии к электроприводу от генератора, учитывающий потери трансформации и транспортировки электроэнергии ($\eta_{тр.э}$), потери в электродвигателе ($\eta_{эд}$), в гидромуфте ($\eta_{г.м}$) и в редукторе ($\eta_{р}$), если эти устройства имеются.

При паротурбинном приводе питательного насоса второй член в числителе формулы (1.12) приобретает вид $h_{н.а}/(\eta_{н.о} \eta_{о.и}^{\text{тп}} \eta_{мех}^{\text{тп}} \eta_{др}^{\text{тп}})$, где $\eta_{о.и}^{\text{тп}}$ и $\eta_{мех}^{\text{тп}}$ — относительные внутренний и механический КПД турбопривода соответственно; $\eta_{др}$ — коэффициент дросселирования при транспортировке пара по трубопроводу к приводной турбине насоса. Затрата энергии на привод питательного насоса — основная составляющая общего расхода электроэнергии на собственные нужды электростанции.

Абсолютный КПД КЭС может быть получен из КПД турбогенераторной установки умножением на КПД котельной установки $\eta_{к.у}$ и трубопроводов $\eta_{тр}$:

$$\eta_c = \eta_{т.у} \eta_{к.у} \eta_{тр}. \quad (1.13)$$

КПД современной котельной установки достигает 92—94%, зависит в значительной степени от вида топлива и способа его сжигания.

КПД трубопроводов (называемый также КПД транспортировки теплоты или теплового потока) учитывает потери теплоты в окружающую среду паропроводом и питательным трубопроводом и потери теплоты с утечками рабочего тела и с продувкой. Приближенно, без учета потерь теплоносителя, его можно оценить по формуле

$$\eta_{тр} \approx \frac{i_0 - i_{п.в.т}^B + \Delta i_{п.п.т}}{i_{пе} - i_{п.в.к}^B + \Delta i_{п.п.к}}, \quad (1.14)$$

где i_0 и $i_{пе}$ — удельные энтальпии пара перед турбиной и на выходе из котла соответственно; $i_{п.в.т}^B$ и $i_{п.в.к}^B$ — энтальпия питательной воды на выходе из турбинной уста-

новки и на входе в котел соответственно; $\Delta i_{п.п.т}$ и $\Delta i_{п.п.к}$ — разности энтальпий пара при промежуточном перегреве по состояниям у турбины и у котла. При нормальных условиях эксплуатации $\eta_{тр} = 97 \div 99\%$.

Расход пара конденсационной турбогенераторной установкой, кг/с,

$$D^K = \frac{N}{(i_0 - i_K) \eta_{мех} \eta_{г}}, \quad (1.15)$$

где N — электрическая мощность генератора, кВт.

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч),

$$d^K = \frac{3600 D^K}{N} = \frac{3600}{(i_0 - i_K) \eta_{мех} \eta_{г}}. \quad (1.16)$$

Расход теплоты конденсационной турбогенераторной установкой, кВт,

$$Q_{т.у}^K = D^K (i_0 - i_{п.в.}^B); \quad (1.17)$$

ее абсолютный КПД (1.11) можно также определить по прямому балансу энергии:

$$\eta_{т.у} = N/Q_{т.у}^K. \quad (1.18)$$

Тепловая нагрузка котельной установки, кВт (без учета продувки барабанных котлов), определяется по формуле

$$Q_{к.у}^K = Q_{т.у}^K / \eta_{тр} = D^K (i_{пе} - i_{п.в.}^B). \quad (1.19)$$

Расход теплоты на КЭС, кВт,

$$Q_c^K = Q_{к.у}^K / \eta_{к.у} = Q_{т.у}^K / (\eta_{к.у} \eta_{тр}). \quad (1.20)$$

Расход топлива, кг/с,

$$B = Q_c^K / Q_{н}^P, \quad (1.21)$$

где $Q_{н}^P$ — низшая теплота его сгорания, кДж/кг.

Абсолютный КПД конденсационной электростанции (1.13) брутто по прямому балансу энергии

$$\eta_c = N/Q_c^K. \quad (1.22)$$

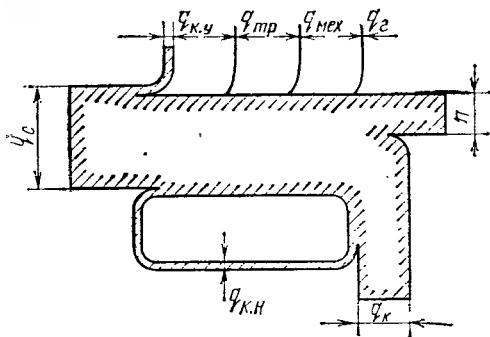


Рис. 1.4. Диаграмма тепловых потоков простейшей конденсационной электростанции.

q_c — тепло сожженного топлива; $q_{к.у}$ — потеря тепла в котельной установке; $q_{тр}$ — потеря тепла в трубопроводах; $q_{мех}$ — механические потери в турбине; $q_г$ — потери в электрическом генераторе; n — тепло, превращенное в электроэнергию; q_k — потеря тепла в конденсаторе турбины; $q_{к.н}$ — тепло основного конденсата турбины, возвращающееся в котельную установку.

КПД, учитывающий весь собственный расход энергии внутри электростанции (ее собственные нужды), носит название КПД нетто и выражается в виде

$$\eta_c^H = \frac{N - N_{с.н}}{Q_c^K} = \frac{N}{Q_c^K} (1 - \varepsilon_{с.н}) = \eta_c (1 - \varepsilon_{с.н}), \quad (1.23)$$

где $N_{с.н}$ — собственный расход электроэнергии, учитывающий расход на все механизмы собственных нужд; $\varepsilon_{с.н}$ — доля собственного потребления мощности внутри электростанции.

Важным показателем тепловой экономичности КЭС является удельный расход условного топлива, кг/(кВт·ч),

$$b_y = Q_c^K / (8,13N) = 1 / (8,13\eta_c) = 0,123 / \eta_c, \quad (1.24)$$

где 8,13 кВт·ч/кг — низшая теплота сгорания условного топлива.

Основной энергетической потерей на КЭС является потеря теплоты в конденсаторе, которая дости-

гает 45—50% расхода теплоты на турбогенераторную установку:

$$q_k^K = d^K (i_k - i_k^B). \quad (1.25)$$

Наглядное представление об использовании и потерях теплоты сожженного топлива на электростанции дает диаграмма тепловых потоков, где ширины полос в определенном масштабе отображают их удельные значения (рис. 1.4).

1.2. Типы ТЭЦ, их рабочий процесс и показатели тепловой экономичности

В отличие от КЭС или К-установок ТЭЦ отпускают потребителям два вида энергии: электрическую и тепловую. По виду теплового потребителя различают промышленные и отопительные ТЭЦ. Первые сооружаются при промышленных предприятиях и в основном предназначены для снабжения паром и горячей водой технологических процессов. Вторые служат для обеспечения отопительно-вентиляционных и бытовых потребителей. По типу основных агрегатов ТЭЦ подразделяются на П-установки, оборудованные турбинами с противодавлением, и КО-установки, где устанавливаются турбины с регулируемым отбором пара (с одним или с двумя).

П-установки. Рассмотрим простейшую П-установку, схема которой дана на рис. 1.5,а. Весь пар с расходом $D_{п}^H$, срабатывающий в турбине удельный теплоперепад $i_0 - i_p$, направляется к тепловому потребителю ТП и отдает ему теплоту с расходом $Q_{п}$. Предполагается, что в этой простейшей установке потерь рабочего тела у теплового потребителя нет. Отработавший пар конденсируется у потребителя, конденсат дополнительно охлаждается и с удельной энтальпией $i_{0.к}^B$ возвращается на электростанцию. Давление $p_{п}$ и температура $t_{п}$ отработавшего пара определяются потребностями потребителя. Поскольку $p_{п} > p_k$, в П-установке при тех же начальных параметрах пара у

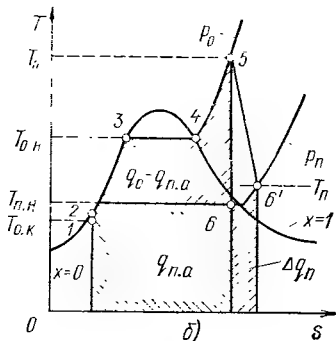
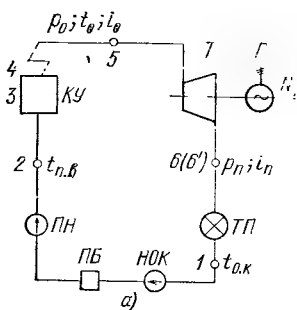


Рис. 1.5. Схема простейшей П-установки (условные обозначения см. в приложении) (а) и T, s -диаграмма ее цикла (б).

q_0 — расход тепла на получение 1 кг пара; $q_{п.а}$ — удельное тепло, отданное тепловому потребителю в идеальном цикле; $q_0 - q_{п.а}$ — удельное тепло, превращенное в механическую энергию для идеального цикла; $\Delta q_{п.а}$ — дополнительная отдача тепла потребителю в действительном цикле, равная уменьшению работы пара вследствие внутренних потерь турбины, приводящих к повышению его энтальпии; $T_{п.н}$ — температура насыщения потребляемого пара; $T_{0,к}$ — температура обратного конденсата.

турбины срабатывается меньший теплоперепад по сравнению с К-установкой. Потеря теплоты в холодном источнике здесь отсутствует, поэтому П-установка наиболее экономична при использовании всей теплоты отработавшего пара. Недостатком П-установки является необходимость работы по тепловому графику нагрузки, так как расход пара через турбину $D^П$ и ее мощность N определяются тепловой нагрузкой $Q_{п.а}$:

$$D^П = \frac{Q_{п.а}}{(i_{п.н} - i_{0,к}) \eta_{п.а}};$$

$$N = \frac{Q_{п.а} (i_0 - i_{п.н}) \eta_{мех} \eta_{г.э}}{(i_{п.н} - i_{0,к}) \eta_{п.а}}, \quad (1.26)$$

здесь $\eta_{п.а}$ — КПД установки по отпуску теплоты (теплообменные аппараты и теплофикационные магистрали в пределах ТЭЦ).

Работа П-турбин на выхлоп недопустима из-за резкого снижения экономичности установки, увеличения потерь рабочей среды, роста нагрузки водоподготовительной установки и понижения надежности эксплуатации тепловой электростанции. Ввиду различия форм суточного графика электрической и тепловой нагрузки требуемая электрическая мощность лишь в отдельные моменты времени может совпасть с мощностью П-установки по условию теплоснабжения. Обычно электрическая нагрузка больше электрической мощности. Недоста-

ток электрической мощности приходится восполнять параллельно работающими конденсационными турбоагрегатами, имеющимися в энергосистеме. Это усложняет структуру энергосистемы и условия ее эксплуатации. Для снабжения потребителей теплотой при останове П-турбины на ремонт и в аварийных ситуациях используются редукционно-охладительные установки (РОУ).

Вследствие этих режимных особенностей мощность турбоагрегатов с противодавлением используется в течение года недостаточно и необходимо дублирование мощностей конденсационными турбоагрегатами. Поэтому П-установки на электростанциях СССР применяются сравнительно редко — главным образом для снабжения паром потребителей с равномерно высокой тепловой нагрузкой (например, нефтеперерабатывающих заводов, для которых требуется большое количество пара с давлением около 1,8—3 МПа).

КО-установки. Значительно более широкое применение в СССР получили КО-установки, которые универсальны и гибки в эксплуатации, позволяют широко изменять тепловую нагрузку при постоянной электрической мощности и электрическую мощность при постоянной тепловой нагрузке, а в периоды отсутствия тепловой нагрузки могут развивать полную электрическую мощность на конденсационном режиме.

Схема простейшей КО-установки приведена на рис. 1.6, ее цикл в T, s -координатах условно можно изобразить совокупностью двух циклов — конденсационного и цикла с противодавлением (рис. 1.7) с разделением всего потока пара на две составляющие: $\alpha_{\pi} = D_{\pi}/D$ и $\alpha_K = 1 - \alpha_{\pi} = D_K/D$. У КО-турбин имеются органы парораспределения не только на входе острого пара в ЧВД, но и на входе пара в ЧНД после регулируемого отбора. Здесь могут использоваться дроссельное (поворотная заслонка) или сопловое парораспределение (групповые регулирующие клапаны, поворотная диафрагма). При расчетном расходе пара в голову турбины (режим с максимальным регулируемым отбором) расход пара в ЧНД меньше расчетного, соответствующего конденсационному режиму. Поэтому органы парораспределения регулируемого отбора должны быть прикрыты. При дроссельном парораспределении давление за поворотной заслонкой p'_{π} в этом случае определяется необходимым расходом пара $D_{\text{ЧНД}}$ и может быть определено по формуле Стодола — Флюгеля:

$$\frac{D_{\text{ЧНД}}}{D_{\text{ЧНД р}}} = \sqrt{\frac{(p'_{\pi})^2 - p_K^2}{(p'_{\pi.р})^2 - p_{K.р}^2}} \sqrt{\frac{T'_{\pi.р}}{T'_{\pi}}}, \quad (1.27)$$

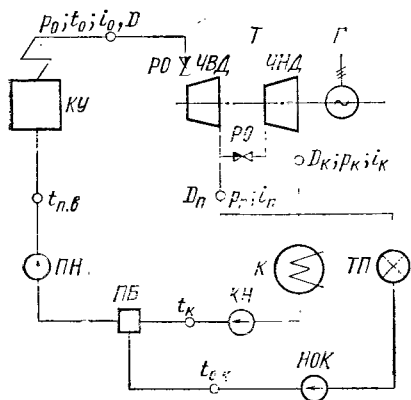


Рис. 1.6. Схема простейшей КО-установки (обозначения см. в приложении).

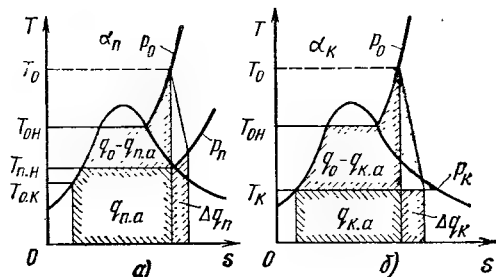


Рис. 1.7. T, s -диаграмма цикла комбинированной КО-установки.

а — цикл потока, идущего в отбор; б — цикл конденсационного потока.

где $D_{\text{ЧНД р}}$ и $D_{\text{ЧНД}}$ — расходы пара через ЧНД в расчетном конденсационном (максимальный) и рассматриваемом режимах; $p'_{\pi.р}$ и p'_{π} — давление пара перед ЧНД (за поворотной заслонкой) в расчетном и рассматриваемом режимах; $p_{K.р}$ и p_K — давления пара за ЧНД (на входе в конденсатор) в этих режимах; $T'_{\pi.р}$ и T'_{π} — температура пара (абсолютная) перед ЧНД в этих же режимах соответственно. Пренебрегая величинами p_K^2 и $p_{K.р}^2$ в этой формуле, поскольку $p_K^2 \ll (p'_{\pi})^2$ и $p_{K.р}^2 \ll (p'_{\pi.р})^2$, и полагая приближенно $\sqrt{T'_{\pi.р}/T'_{\pi}} \approx 1$, можно формулу (1.27) упростить:

$$D_{\text{ЧНД}}/D_{\text{ЧНД р}} \approx p'_{\pi}/p'_{\pi.р} \quad (1.28)$$

Процесс работы пара в КО-турбине при дроссельном парораспределении и при расчетном режиме с максимальным расходом пара на входе в голову турбины изображен на рис. 1.8, а. Процесс при сопловом парораспределении для аналогичного режима показан на рис. 1.8, б. Здесь определяющим расход пара через ЧНД является давление в камере регулирующей ступени ЧНД $p_{K.р.с}^{\text{ЧНД}}$. Для построения условного процесса работы пара в регулирующей ступени ЧНД могут быть использованы соответствующие заводские расчетные данные. В качестве примера на рис. 1.9 показана зависимость КПД регулирующей

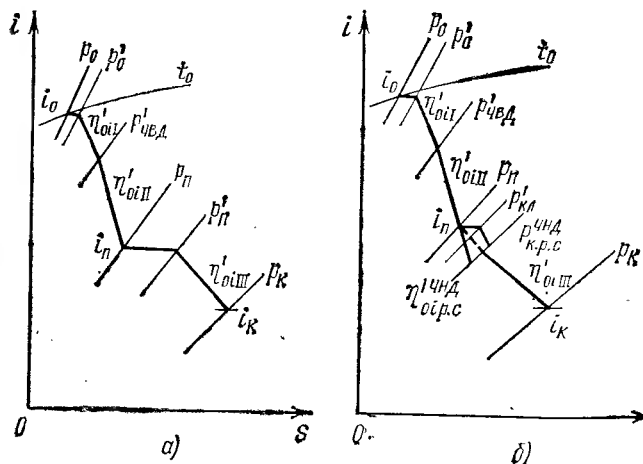


Рис. 1.8. i, s -диаграмма условного рабочего процесса КО-турбины при номинальном расходе пара на ее входе.

a — процесс при дроссельном тарораспределении за регулируемым отбором; b — то же при сопловым тарораспределении; $p_{\text{к.р.с.}}$ — давление пара в камере регулирующей ступени ЧНД турбины, $\eta'_{\text{от.р.с.}}$ — условный относительный КПД регулирующей ступени ЧНД. Остальные обозначения те же, что и на рис. 1.2.

где

$$y_{\text{п}} = (i_{\text{п}} - i_{\text{к}}) / (i_0 - i_{\text{к}}); \quad (1.31)$$

$D_{\text{к}}$ определяется по формуле (1.15) и представля-

ет собой расход пара через турбину при условном чисто конденсационном режиме работы с номинальной мощностью, но при процессе расширения пара в режиме с отбором. Фактический расход пара через КО-турбину при конденсационном режиме и номинальной мощности несколько меньше $D_{\text{к}}$.

Величину $y_{\text{п}}$ (1.31) принято называть коэффициентом недовыработки энергии паром отбора. Коэффициент недовыработки показывает, какую часть общего теплоперепада турбины недорабатывает пар, идущий в отбор. Расход пара в конденсатор турбины

$$D_{\text{к}} = D - D_{\text{п}} = D_{\text{к}} - (1 - y_{\text{п}}) D_{\text{п}}. \quad (1.32)$$

Как видно, турбина с отбором при той же мощности имеет уменьшенный расход пара в конденсатор по сравнению с чисто конденсационной турбиной на величину

$$\Delta D_{\text{к}} = (1 - y_{\text{п}}) D_{\text{п}}. \quad (1.33)$$

Соответственно уменьшается потеря теплоты в конденсаторе турбины и за счет этого повышается тепловая экономичность КО-установки по сравнению с К-установкой.

Формулу (1.30) можно распространить на установку с несколькими отборами пара:

$$D = D_{\text{к}} + \sum_{i=1}^{i=z} y_i D_i, \quad (1.34)$$

ступени ЧНД турбины типа Т от относительного расхода пара.

Выражение для расхода пара через КО-турбину можно получить из суммы мощностей его работающих потоков:

$$\begin{aligned} N_{\text{п}} &= (i_0 - i_{\text{п}}) D_{\text{п}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{г}}; \\ N_{\text{к}} &= (i_0 - i_{\text{к}}) D_{\text{к}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{г}}; \\ N &= N_{\text{п}} + N_{\text{к}} = [(i_0 - i_{\text{п}}) D_{\text{п}} + \\ &+ (i_0 - i_{\text{к}}) (D - D_{\text{п}})] \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{г}}, \end{aligned} \quad (1.29)$$

где D , $D_{\text{п}}$ и $D_{\text{к}}$ — расходы пара через ЧВД турбины, в отбор и в конденсатор соответственно. Отсюда получаем расход пара через турбину:

$$D = D_{\text{к}} + y_{\text{п}} D_{\text{п}}, \quad (1.30)$$

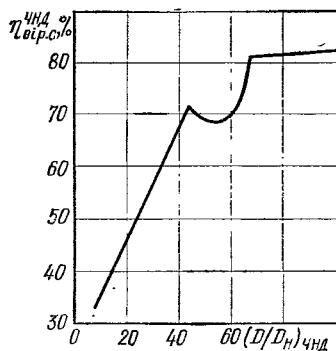


Рис. 1.9. Зависимость относительного КПД регулирующей ступени ЧНД турбины с регулируемым отбором пара типа Т от относительного расхода пара.

где $y_i = (i_i - i_k) / (i_0 - i_k)$ — коэффициент недовыработки энергии паром отбора с номером i . Если ввести понятие доли расхода пара в отбор $\alpha_i = D_i / D$, то выражение для расхода пара в турбину, кг/с, можно записать так:

$$D = D^K / (1 - \sum y_i \alpha_i), \quad (1.35)$$

а удельного расхода пара, кг/(кВт·ч).

$$d = d^K / (1 - \sum y_i \alpha_i). \quad (1.36)$$

Удельный расход пара при конденсационном режиме d^K определяется по формуле (1.16). Из выражения (1.36) видно, что удельный расход пара на турбину с отборами больше, чем при конденсационном режиме.

Понятие КПД и других показателей тепловой экономичности на ТЭЦ сложнее, чем на конденсационной электростанции, потому что здесь производится энергия двух видов: электрическая и тепловая. Для построения системы показателей, тепловой экономичности ТЭЦ в СССР выбран такой метод разделения расхода теплоты на каждый вид отпускаемой энергии, который соответствует технологическому процессу на ТЭЦ и стимулирует развитие теплофикации.

Согласно этому методу на долю тепловых потребителей относят всю отпускаемую им теплоту с добавлением тепловых потерь в установке для отпуска теплоты и соответствующей доли потерь в котельной установке и в трубопроводах ТЭЦ. На долю электрических потребителей относят всю остальную затрату теплоты, в том числе и потерю в конденсаторе. Таким образом, расход теплоты на КО-турбогенераторную установку записывают в виде суммы, кВт:

$$Q_{т.у}^{KO} = Q_{N.т.у} + Q_{П.т.у}; \quad (1.37)$$

при этом расход теплоты на выработку электроэнергии

$$Q_{N.т.у} = N / (\eta_m \eta_r) + Q_K^{KO}. \quad (1.38)$$

Первое слагаемое в правой части выражения (1.38) представляет собой тепловой эквивалент внутренней мощности турбины, а $Q_K^{KO} = D_K (i_K - i_K^B)$ — потерю теплоты в конденсаторе.

Расход теплоты турбогенераторной КО-установкой на отпуск тепловой энергии, кВт,

$$Q_{П.т.у} = Q_{п} / \eta_{п} = D_{п} (i_{п} - i_{о.к}^B), \quad (1.39)$$

где $Q_{п}$ — отпуск теплоты потребителю; $\eta_{п}$ — КПД установки для отпуска теплоты (теплообменных аппаратов и теплопроводов ТЭЦ).

По аналогии расход теплоты на ТЭЦ, кВт,

$$Q_c^{KO} = Q_{Nc} + Q_{Пc} = Q_{т.у}^{KO} / (\eta_{к.у} \eta_{тр}), \quad (1.40)$$

где $Q_{Nc} = Q_{N.т.у} / (\eta_{к.у} \eta_{тр})$ — расход теплоты на ТЭЦ на выработку электроэнергии; $Q_{Пc} = Q_{п} / (\eta_{п} \eta_{к.у} \times \eta_{тр})$ — то же на отпуск теплоты.

При таком методе разделения затрат вся экономия топлива от теплофикации, т. е. от комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, обусловленная снижением потерь теплоты в конденсаторе турбины, относится на производство электроэнергии.

Выражение (1.40) можно преобразовать. Если приближенно пренебречь работой питательного насоса, выражение для расхода тепла на конденсационную установку (1.17) примет вид:

$$Q_{т.у}^K = D^K (i_0 - i_{п.в}^B) \approx D_{т.у}^K (i_0 - i_K^B) = N / (\eta_{мех} \eta_r) + Q_K^K. \quad (1.41)$$

Здесь $Q_K^K = D^K (i_K - i_K^B)$ — потеря теплоты в конденсаторе турбины для конденсационной установки. Из (1.38) и (1.41), получаем:

$$Q_{N.т.у} = Q_{т.у}^K - \Delta Q_K,$$

где $\Delta Q_K = Q_K^K - Q_K^{KO}$ представляет собой уменьшение потерь в конден-

саторе турбины в КО-установке по сравнению с потерями в К-установке. Используя далее выражение (1.33), можно записать:

$$\Delta Q_K = \Delta D_K (i_K - i_K^B) = \\ = (1 - y_{\Pi}) D_{\Pi} (i_K - i_K^B),$$

тогда

$$Q_{N_{T.Y.}} = Q_{T.Y.}^K - (1 - y_{\Pi}) D_{\Pi} (i_K - i_K^B). \quad (1.42)$$

Нужно иметь в виду, что расход теплоты на производство электроэнергии $Q_{N_{T.Y.}}$ определяется здесь при условии, что рабочий процесс конденсационной турбины совпадает с рабочим процессом конденсационного потока пара турбины с отбором. В практически допустимых пределах точности это можно принять.

По аналогии с расходом теплоты на ТЭЦ производится разделение и расхода топлива, кг/с:

$$B = B_N + B_{\Pi}, \quad (1.43)$$

при этом общий расход топлива $B = Q_c^{KO} / Q_H^P$, расход топлива на выработку электроэнергии $B_N = Q_{Nc} / Q_H^P$ и на отпуск теплоты $B_{\Pi} = Q_{\Pi c} / Q_H^P$.

По принятой в СССР методике тепловая экономичность ТЭЦ характеризуется рядом основных показателей, которые приводятся ниже. КПД ТЭЦ по производству электроэнергии, равный отношению тепловому эквиваленту полученной электроэнергии к расходу теплоты на выработку электроэнергии, определяется по формуле

$$\eta_{Nc} = N / Q_{Nc} = \eta_{N_{T.Y.}} \eta_{K.Y.} \eta_{Tr}, \quad (1.44)$$

где $\eta_{N_{T.Y.}} = N / Q_{N_{T.Y.}}$ — КПД комбинированной турбогенераторной установки по выработке электроэнергии.

КПД ТЭЦ по производству и отпуску теплоты

$$\eta_{\Pi c} = Q_{\Pi} / Q_{\Pi c} = \eta_{\Pi} \eta_{Tr} \eta_{K.Y.} \quad (1.45)$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч),

$$b_N^y = 0,123 / \eta_{Nc}. \quad (1.46)$$

Удельный расход условного топлива по отпуску теплоты, кг/(кВт·ч),

$$b_{\Pi}^y = 0,123 / \eta_{\Pi c}. \quad (1.47)$$

Помимо этих основных иногда пользуются дополнительными показателями тепловой экономичности ТЭЦ. К их числу относится показатель, именуемый *удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении*,

$$\varepsilon = \frac{N_{\Pi}}{Q_{\Pi} / \eta_{\Pi}} = \frac{i_0 - i_{\Pi}}{i_{\Pi} - i_{0,K}^B} \eta_{Mex} \eta_r, \quad (1.48)$$

где N_{Π} — мощность потока пара, идущего в отбор:

$$N_{\Pi} = D_{\Pi} (i_0 - i_{\Pi}) \eta_{Mex} \eta_r; \quad (1.49)$$

Q_{Π} / η_{Π} определяется по формуле (1.39). Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении характеризует совершенство технологического процесса производства электроэнергии потоком пара, отбираемым к тепловому потребителю, на единицу отпущенной теплоты. Этот показатель зависит от начальных и конечных параметров рабочего процесса, внутренних потерь турбины, механических потерь и потерь в генераторе. Его применяют главным образом как показатель работы П-установок.

Отличительной особенностью ТЭЦ по сравнению с конденсационными электростанциями является комбинированная выработка электрической и тепловой энергии, обеспечивающая значительное повышение тепловой экономичности электростанций благодаря уменьшению потерь теплоты

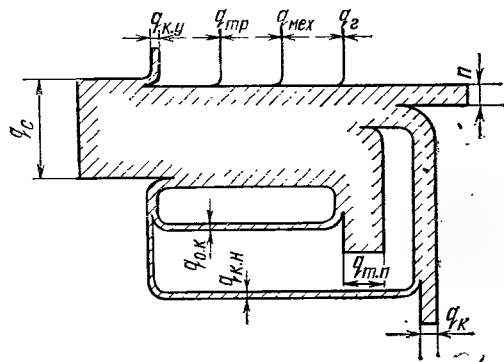


Рис. 1.10. Диаграмма тепловых потоков ТЭЦ с одним отбором пара к потребителю. q_c — тепло сожженного топлива; $q_{k,y}$ — потеря тепла в котельной установке; η_{Tr} — доля тепла, потерянного в трубопроводах; q_{Mex} — механические потери в турбине; q_r — потери в электрическом генераторе; n — тепло, превращенное в электроэнергию; q_k — потеря тепла в конденсаторе турбины; $q_{k,n}$ — тепло основного конденсата; $q_{t,n}$ — тепло, отданное потребителю; $q_{o,k}$ — тепло обратного конденсата от теплового потребителя.

в конденсаторах турбин. Наглядное представление об использовании теплоты сжженного топлива на ТЭЦ дает диаграмма тепловых потоков (рис. 1.10), из которой видно, что относительная потеря теплоты в конденсаторе турбины на ТЭЦ значительно меньше, чем на конденсационной электростанции.

1.3. Техничко-экономические показатели ТЭС

В практике проектирования тепловых электростанций и при конструировании агрегатов и теплообменных аппаратов ТЭС приходится сравнивать варианты решения технических задач, характеризующиеся различными капитальными затратами и последующими ежегодными издержками. Это относится, в частности, к выбору начальных параметров пара, типа и мощности агрегатов, температуры питательной воды, недогрева воды в поверхностных регенеративных подогревателях, количества отборов на регенерацию и к решению многих других вопросов. Цель технико-экономических расчетов — выбор наиболее экономичного варианта.

Экономичность варианта должна оцениваться с учетом как первоначальных капитальных вложений, так и текущих затрат. Поэтому для сравнительной стоимостной оценки вариантов в настоящее время используются методом срока окупаемости, соизмеряющим капиталовложения с будущими издержками производства (себестоимостью продукции).

При оценке сравнительной экономичности вариантов каждый из них должен быть выбран исходя из условия его наибольшей экономичности. Сравнимые варианты следует сопоставлять при одинаковых ценах, энергетическом эффекте (одинаковой выработке электроэнергии, одинаковом отпуске теплоты), при равной надежности, при одинаковых санитарно-гигиенических условиях и при оптимальном использовании агрегатов. При сопоставлении вариантов обычно пользуются понятием *годовых расчетных (приведенных)*

затрат, руб/год,

$$Z = E_n K + I, \quad (1.50)$$

где $E_n = 1/T_n$ — нормативный коэффициент эффективности дополнительных капиталовложений, год⁻¹; T_n — нормативный срок окупаемости (для энергетики 8 лет); K и I — соответственно капиталовложения, руб., и годовые издержки производства (эксплуатационные расходы), руб/год. Для народного хозяйства СССР принято $E_n = 0,12$ год⁻¹. Лучшим считается вариант, для которого годовые расчетные затраты минимальны.

При технико-экономическом сравнении вариантов по методу срока окупаемости можно не рассматривать капиталовложения в узлы, стоимость которых сохраняется неизменной в сравниваемых вариантах. Можно также не учитывать неизменные составляющие издержек производства. Прием исключения одинаковых затрат, сокращающий вычисления, широко используется на практике.

Применительно к экономическим расчетам в энергетике следует кратко остановиться на определении капиталовложений и годовых издержек производства для ТЭС. Полная стоимость строительства ТЭС K складывается из стоимости строительных работ, монтажа (40—45%) и установленного оборудования. В составе капиталовложений должны учитываться: стоимость основного проектируемого объекта, оборотные фонды (запасы топлива, материалов) и, иногда, смежные капиталовложения для отраслей, продукция которых вносит значительный вклад в капиталовложения или себестоимость электроэнергии. Для энергетики смежные капиталовложения, как правило, надо учитывать в топливодобывающей промышленности и при транспорте топлива. Если капитальные затраты в вариантах осуществляются в разные сроки, их следует сравнивать по капиталовложениям, приведенным к моменту

сравнения по формулам простых или сложных процентов.

Годовые издержки на отпуск электроэнергии, руб/год, определяются по формуле

$$И = 10^{-2} c_a \mathcal{E}_0 = 10^{-2} c_a N_y \tau_y (1 - \varepsilon_{сн}). \quad (1.51)$$

Здесь c_a — себестоимость отпущенной электроэнергии за годовой период, коп/(кВт·ч); $\mathcal{E}_0 = \mathcal{E}_{\text{год}}(1 - \varepsilon_{сн})$ — годовой отпуск электроэнергии, кВт·ч/год; $\mathcal{E}_{\text{год}}$ — годовая выработка электроэнергии, кВт·ч/год. Себестоимость электроэнергии можно выразить следующим образом:

$$c_a = c_{a.t} + (ak + e\Pi) / \tau_y, \quad (1.52)$$

где $c_{a.t} = b_y \Pi_t$ — топливная составляющая себестоимости электроэнергии, равная произведению удельного расхода b_y на цену 1 кг условного топлива Π_t ; a и e — постоянные коэффициенты, характеризующие нормы амортизационных отчислений, текущих ремонтов и зарплаты; $k = K/N_y$ — удельные капиталовложения или стоимость 1 кВт установленной мощности, составляющая 115—200 руб/кВт; Π — штатный коэффициент, характеризующий численность обслуживающего персонала станции, чел/МВт.

Удельные капиталовложения уменьшаются с повышением мощности блоков и с увеличением их числа, зависят от вида топлива, а также от местных условий, т. е. системы водоснабжения, топливного хозяйства, очистки дымовых газов, особенностей площадки электростанции и др.

Себестоимость отпущенной электроэнергии в итоге составляется из затрат на топливо $c_{a.t}$, амортизационных отчислений на капитальные вложения c_a , включающих стоимость капитального ремонта, модернизации оборудования и сооружений электростанции, а также прочих эксплуатационных расходов c_e , определяемых стоимостью текущего ремонта, зарплатой персонала и разными расходами (смазочные, обтирочные и другие материалы, транспорт и т. д.).

Затраты на топливо следует вычислять по действующим ценам с учетом особенностей их установления. Цены должны базироваться на общественно необходимых затратах, но вместе с тем должны отражать экономически обоснованные стоимостные соотношения аналогичных и взаимозаменяемых видов продукции. Если, например, цены на различные виды топлива устанавливать только на базе затрат по их добыче, то цены на газ и мазут (на тонну условного топлива оказались бы в несколько раз ниже, чем на уголь. В этих условиях стремились бы использовать наиболее дешевое топливо, отказываясь от угля. Это учтено в ценах на топливо, и цены на газ и мазут установлены на уровне цен на уголь. Поэтому в цене на уголь прибыль составляет 9% себестоимости, а на газ — около 50%. Кроме того, цена на газ включает рентные платежи и налог с оборота. Цены, установленные выше общественных затрат, реализуют чистый доход, перераспределяемый между отраслями и производствами.

Цена в пересчете на условное топливо в зависимости от района Советского Союза, вида топлива и способа добычи (карьерного или шахтного) по уровню 1982 г. ориентировочно составляла: уголь — от 2,5 до 23 руб/т (наиболее дешевые угли открытых разработок: канско-ачинские — от 2,5 до 7,5 руб/т и экибастузский 2—4 руб/т); мазут — от 31 до 40 руб/т; природный газ — от 6 до 28 руб/(10³ м³).

В технико-экономических расчетах приходится пользоваться понятием замыкающих затрат. Основной составляющей ежегодных издержек по производству электроэнергии на ТЭС является затрата на топливо. Разницу в расходах топлива в сравниваемых вариантах учитывают замыкающими затратами на дополнительно потребляемое топливо.

Поскольку КЭС выступает в качестве замещающей установки практически во всех экономических расчетах, приходится определять затраты на топливо. В условиях единого топливно-энергетического

хозяйства нашей страны ограниченность размеров возможной добычи наиболее экономичных топлив приводит к тому, что изменение расхода топлива на любом участке народного хозяйства в конечном счете сказывается на масштабах добычи топлива тех месторождений, которые вовлекаются в топливно-энергетический баланс в последнюю очередь, т. е. замыкают его. Каждый экономический район страны характеризуется своим видом (или двумя видами) дополнительно вовлекаемого замыкающего топлива.

Поскольку изменение расхода топлива, вызываемое осуществлением того или иного варианта, приводит к изменению объема добычи и транспорта замыкающего топлива, в технико-экономических расчетах разность в расходе топлива оценивается по приведенным затратам на замыкающее топливо.

Замыкающим топливом в 1975—1980 гг. в зависимости от районов были: уголь донецкий (Украина, Кавказ, Нижнее Поволжье), донецкий и кузнецкий (Центрально-Черноземный район, Белоруссия, Литва), печорский (Мурманская область, Коми АССР), экибастузский и кузнецкий (Южный Урал), кузнецкий (Центр, Латвия, Эстония, Западный Казахстан), местные угли открытой добычи (Сибирь), экибастузский уголь (Казахстан) и природный газ (Средняя Азия).

В последнее время наряду с приведенными затратами по замыкающему топливу в энергоэкономических расчетах начинает применяться экономический *показатель замыкающих затрат на топливо*, который характеризует приведенные затраты по топливно-энергетическому хозяйству в целом, необходимые для увеличения размеров потребления на одну массовую единицу топлива данного вида в определенном районе на данном расчетном уровне.

Наряду с показателем замыкающих затрат на топливо в технико-экономических расчетах используются также показатели замыкающих затрат на электроэнергию и тепло, которые в совокупности составляют систему взаимосвязанных

удельных экономических показателей, характеризующих приведенные затраты по всему народному хозяйству на обеспечение дополнительной потребности в различных видах топлива и энергии по районам страны в разные интервалы времени.

Замыкающие затраты на электроэнергию определяются по результатам оптимизации развития объединенных энергосистем и включают топливную составляющую, оцененную по замыкающим затратам на топливо, условно постоянные затраты и отчисления от капиталовложений (по «замыкающим» электростанциям — наиболее совершенным КЭС) и затраты на распределение электроэнергии, зависящие от размещения потребителей.

Показатель замыкающих затрат на тепловую энергию имеет локальный характер и формируется по замыкающим затратам на топливо и по собственным затратам соответствующих теплоснабжающих установок.

Ниже приводятся конкретные значения некоторых коэффициентов, характеризующих экономичность сооружения и эксплуатации ТЭС. Штатный коэффициент Π , характеризующий удельное количество персонала на ТЭС, в зависимости от вида топлива, мощности агрегатов и их числа изменяется примерно в следующих пределах. Для КЭС с блоками 200 и 300 МВт общий штатный коэффициент составляет 1,35—0,81 чел/МВт, в том числе по эксплуатационному персоналу 0,44—0,23 чел/МВт; при блоках 500 и 800 МВт эксплуатационный персонал составляет 0,28—0,2 чел/МВт. Для ТЭЦ мощностью 500 МВт общий штатный коэффициент изменяется в пределах 2,11—1,63 чел/МВт, в том числе по эксплуатационному персоналу от 0,96 до 0,7 чел/МВт. Для крупных ТЭЦ мощностью 1000 и 1500 МВт общий штатный коэффициент меньше и составляет 90—80% от указанных выше значений.

Удельный расход электроэнергии на собственные нужды $\text{Э}_{\text{с.н}}$ по данным эксплуатации ряда энергоблоков мощностью 300 МВт (при паротурбинном приводе питательных насосов) на мазуте составляет 3—4%, на угле 4,5—5,5%, в том числе на котельную установку 1,8—3,5% и на турбоустановку 1,3—2,1% (из этого количества 0,8—1,2% приходится на привод циркуляционных насосов).

Удельные капиталовложения k на ТЭЦ выше, чем на КЭС такой же электрической

мощности, что объясняется большим расходом пара и топлива, большей сложностью герметизационных установок, большими размерами котлоагрегатов, трубопроводов, топливного хозяйства. Удельная стоимость 1 кВт установленной мощности конденсационных электростанций с блоками мощностью 300 МВт на экибастузском каменном угле $k=137,4$ руб/кВт и на газомазутном топливе $k=116,5$ руб/кВт, а при блоках 500 МВт на экибастузском угле $k=128,0$ руб/кВт; причем в первом случае стоимость строительных работ составляет 42,6%, оборудования 43,0%, монтажа 11,9% и прочих затрат 2,5%, во втором соответственно 41,8%, 41,7%, 13,8% и 2,7%. Для крупных отопительных ТЭЦ с турбинами Т-100-130 на газомазутном топливе $k=199,3$ руб/кВт, а с турбинами Т-250/300-240 $k=180,6$ руб/кВт, причем в первом случае стоимость строительных работ составляет 48,9%, оборудования 34,4%, монтажа 14,0% и прочих затрат 2,7%, во втором соответственно 44,8%, 38,9%, 13,5% и 2,8%.

Капиталовложения для ТЭС можно разделить условно:

на общестанционные (водоснабжение, топливное, масляное, зольное и транспортное хозяйство, связь, инженерные сети, мастерские, лаборатории, складские, административные и временные сооружения);

на оборудование главного корпуса (турбоагрегаты и котлоагрегаты со вспомогательным оборудованием и трубопроводами, здание главного корпуса);

на общее оборудование главного корпуса (грузоподъемные механизмы, устройства промывки котлоагрегатов, часть здания главного корпуса, включающая монтажные площадки, химводоочистка);

на основную электрическую часть ТЭС (повышающие трансформаторы, главное электрическое распределительное устройство).

Для КЭС с блоками К-300-240 стоимость общестанционной части составляет 40% (в том числе техническое водоснабжение 12% и топливное хозяйство 4%); стоимость оборудования главного корпуса 52% и общего оборудования главного корпуса 4,5%, а основной электрической части 7%.

Общая стоимость теплотехнического оборудования пылеугольного энергоблока на 23,5 МПа и 565/565°C распределяется примерно так: теплотехническое оборудование 65—70%, электротехническое 10%, строительная часть, включая теплоизоляцию и обмуровку, 20—25%, котел 35%, вспомогательное оборудование котельной установки 10%, турбоагрегат с конденсатором, регенеративной системой, масляным хозяйством, трубопроводами 25%, питательные насосы, деаэраторы, обессоливание конденсата 6%, трубопроводы, включая пускосбросные РОУ и БРОУ, 12%, автоматика и контрольно-измерительные приборы 12%.

При проектировании централизованного теплоснабжения городов приходится решать вопрос об эффективности сооружения ТЭЦ. В этом случае вариант теплоснабжения от ТЭЦ сопоставляется на основе технико-экономических расчетов с вариантом раздельного снабжения района тепловой и электрической энергией от районной котельной и КЭС (так называемой «раздельной установкой»). Выполненные в Сибирском отделении АН СССР расчеты показали, что при отопительной нагрузке района менее 40—110 МВт экономически целесообразна раздельная установка; при нагрузках выше 85—170 МВт преимущество на стороне комбинированной установки типа П, а при нагрузках выше 250—450 МВт предпочтительны КО-установки. Верхние значения относятся к дешевому, а нижние — к дорогому топливу.

Глава вторая

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЭС

2.1. Влияние начальных параметров пара на тепловую экономичность электростанций

Конденсационные электростанции. КПД КЭС существенно зави-

сит от начальных параметров пара. Вся история развития теплоэнергетики характеризуется постепенным их повышением, проходившим в борьбе с возникавшими техническими трудностями. За последние 50

лет начальное давление пара возросло с 1,8 до 23,5 МПа, а начальная температура с 350 до 540—565 °С. Повышение начальных параметров приводит к увеличению работоспособности пара и располагаемого теплопоядения и является одним из основных способов экономии топлива.

Для решения задач, связанных с исследованием влияния различных мероприятий на тепловую экономичность термодинамических циклов, в настоящее время начинают применять новые методы оценки, к которым относятся, в частности, метод коэффициентов ценности теплоты, а также метод коэффициентов термодинамической эффективности. Здесь будут использованы обычные методы анализа с применением T, s и i, s -диаграмм воды и водяного пара. Из рассмотрения в T, s -координатах циклов Ренкина с одинаковыми начальным и конечным давлениями, но с различной начальной температурой пара (рис. 2.1) видна термодинамическая целесообразность неограниченного повышения начальной температуры пара. Термодинамического оптимума здесь нет.

Если продолжить термодинамический анализ и рассмотреть циклы Ренкина с одинаковыми начальной температурой и конечным давлением, но с изменяющимся начальным

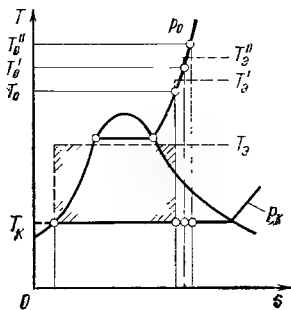


Рис. 2.1. T, s -диаграмма циклов Ренкина при постоянном начальном давлении p_0 и разных начальных температурах пара T_0 ($T_0 < T'_0 < T''_0$). T_0, T'_0, T''_0 — эквивалентные температуры подвода тепла в исходном и дополнительных циклах, соответствующих T_0, T'_0 и T''_0 .

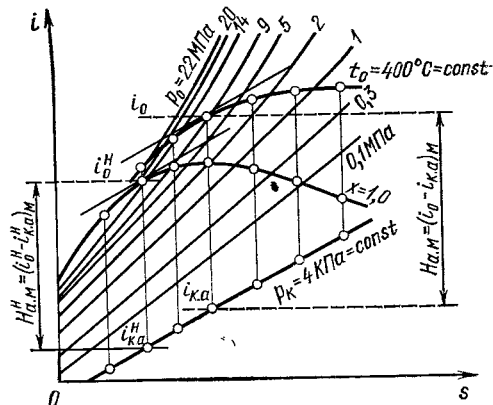


Рис. 2.2 Влияние начального давления пара p_0 на величину располагаемого теплоперепада турбины в i, s -диаграмме при постоянной начальной температуре пара t_0 в цикле Ренкина и при постоянном конечном давлении p_k .

давлением, то с помощью T, s -диаграммы нельзя получить наглядного представления о влиянии p_0 на η_t цикла. Здесь целесообразно воспользоваться выражением (1.2), записав его в следующем виде:

$$\eta_t = H_a / Q_0. \quad (2.1)$$

Рассмотрим, как изменяются числитель и знаменатель выражения (2.1) с ростом p_0 при $t_0 = \text{const}$ и $p_k = \text{const}$. Числитель $H_a = i_0 - i_{k,a}$ представляет собой располагаемый теплоперепад (рис. 2.2). С ростом p_0 величина H_a вначале возрастает, но имеет максимум, определяемый на изотерме $t_0 = \text{const}$ точкой касания с прямой, параллельной изобаре $p_k = \text{const}$. Знаменатель выражения (2.1) $Q_0 = i_0 - i_{k,k}$ представляет собой количество тепла, необходимое для получения 1 кг пара с заданным перегревом. Здесь $i_{k,k} = \text{const}$ и величина Q_0 с ростом p_0 уменьшается. В результате оптимальное начальное давление рабочего тела в цикле $p_{0, \text{opt}}$ на рис. 2.2 определяется точкой, расположенной на изотерме $t_0 = \text{const}$ левее точки максимума располагаемого теплопоядения $H_{a, \text{max}}$.

Условие максимума КПД можно записать, приравняв нулю производ-

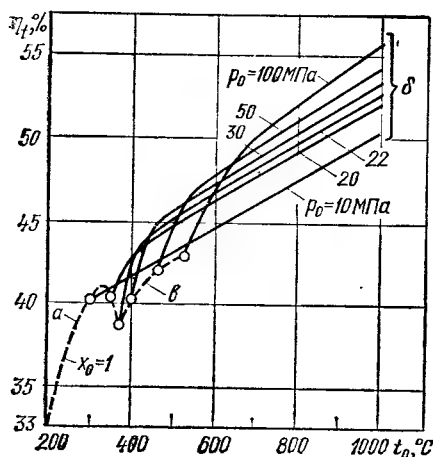


Рис. 2.3. Зависимость КПД теоретических циклов от начальной температуры пара при различных начальных давлениях и постоянном конечном давлении пара.

a — для циклов сухого насыщенного пара в начальном состоянии; *б* — для циклов перегретого пара; *в* — для циклов с начальным состоянием пара на линии условного фазового перехода в сверхкритической области.

ную от выражения (2.1) по энтропии:

$$\frac{d\eta_t}{ds} = \frac{Q_0 dH_a/ds - H_a dQ_0/ds}{Q_0^2} = 0, \quad (2.2)$$

откуда следует соотношение

$$dH_a/H_a = dQ_0/Q_0. \quad (2.3)$$

Таким образом, условием максимума КПД η_t является равенство относительного уменьшения располагаемого теплопада и начальной энтальпии пара.

Наибольший термодинамический эффект дает одновременное повышение начальной температуры и начального давления пара в цикле Ренкина, что иллюстрируется рис. 2.3. Кривая *a* имеет максимум при температуре $t_0 \approx 350^\circ\text{C}$, что соответствует начальному давлению пара 17 МПа. Снижение КПД цикла сухого насыщенного пара при повышении температуры от 350°C до критической ($\sim 374^\circ\text{C}$) обуславливает сложную зависимость КПД цикла перегретого пара от параметров в околокритической области.

Общим для графиков $\delta p_0 = \text{const}$ на рис. 2.3 является рост КПД с

повышением начальной температуры при постоянном начальном давлении. Начальной (исходной) точкой всех вышеуказанных изобар в докритической области давлений является точка *a* на кривой *a*. Для сверхкритических изобар исходная точка лежит на условной линии фазового перехода воды (на линии максимальной теплоемкости).

Если рассмотреть зависимость КПД идеального цикла Ренкина от начального давления пара при постоянных значениях начальной температуры (рис. 2.4), то легко обнаруживается наличие максимума КПД у кривых при начальных температурах пара $t_0 < 800^\circ\text{C}$. С повышением t_0 точка максимума смещается в область более высоких давлений и максимум становится более пологим, а при $t_0 \geq 800^\circ\text{C}$ максимум КПД в рассматриваемом интервале начальных давлений уже не наблюдается, сдвигаясь в область еще более высоких начальных давлений пара. Вид кривых на рис. 2.4. подтверждает положение об энергетической эффективности одновременного повышения начальной температуры и начального давления пара.

Кривые η_t дают только первое приближение оптимальных начальных параметров пара. Следующим шагом должен быть учет внутренних потерь турбины (η_{oi}) (рис. 2.5). С ростом t_0 увеличиваются удель-

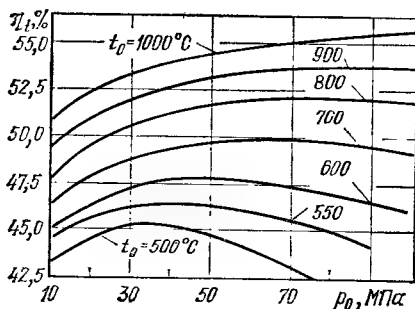


Рис. 2.4. Зависимость термического КПД идеального цикла Ренкина от начального давления p_0 при различных начальных температурах пара t_0 .

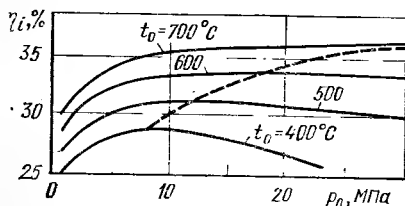


Рис. 2.5. Коэффициент полезного действия действительного цикла паросиловой установки в зависимости от начального давления пара p_0 при различных значениях начальной температуры цикла t_0 . Штриховая линия соответствует геометрическому месту точек максимумов КПД циклов.

ный объем пара и высота лопаток и уменьшается влажность пара на последних ступенях турбины, в результате чего η_{oi} возрастает. Увеличение p_0 при $t_0 = \text{const}$ действует в противоположном направлении. С учетом влияния внутренних потерь турбины характер кривых КПД цикла изменяется — максимум становится более четко выраженным, в том числе и при больших значениях t_0 .

Отрицательное влияние роста p_0 на КПД η_{oi} уменьшается с увеличением расхода пара через турбину, поэтому переход к более высокому начальному давлению целесообразен при одновременном увеличении единичной мощности турбины.

При дальнейшем уточнении решения задачи о выборе оптимальных начальных параметров пара для КЭС должны учитываться дополнительно влияние регенерации и промежуточного перегрева пара, расход энергии на привод питательного насоса, изменение стоимости оборудования, изменение надежности установки. В результате задача усложняется и превращается в комплексную технико-экономическую проблему.

Теплоэлектроцентрали. Выше были рассмотрены важнейшие показатели тепловой экономичности ТЭЦ. КПД по выработке электроэнергии и удельный расход условного топлива b_{yN} зависят в основном от загрузки теплофикационных

отборов и «привязанной» конденсационной мощности. Начальные параметры пара на ТЭЦ оказывают влияние прежде всего на удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Однако величина ε_a зависит также от давления регулируемого отбора. Для изоэнтروпийного процесса работы 1 кг отбираемого пара в теплофикационной турбине можно написать:

$$\varepsilon_a = (i_0 - i_{па}) / (i_{па} - i^{p.o.k.}), \quad (2.4)$$

где $i_{па}$ и $i^{p.o.k.}$ — удельные энтальпии пара, отдаваемого тепловому потребителю, и обратного конденсата соответственно. С повышением начальной температуры пара при $p_0 = \text{const}$ теплорепад $i_0 - i_{па}$ возрастает. Несколько медленнее растет при этом и $i_{па} - i^{p.o.k.}$. В результате удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении ε_a с ростом начальной температуры пара при постоянном начальном давлении в цикле непрерывно увеличивается.

С повышением начального давления пара при $t_0 = \text{const}$ теплорепад $i_0 - i_{па}$ возрастает лишь до некоторого максимального значения, а затем вновь уменьшается. В то же время знаменатель в выражении (2.4) $i_{па} - i^{p.o.k.}$ с ростом p_0 непрерывно уменьшается. В результате удельная выработка ε_a с увеличением p_0 растет, но скорость ее роста постепенно уменьшается (рис. 2.6).

В реальном процессе работы пара должен учитываться внутренний относительный КПД турбины η_{oi} . С ростом начальной температуры пара при постоянном начальном давлении η_{oi} увеличивается. Выработку электроэнергии на тепловом потреблении в действительном цикле можно определить из формулы:

$$\varepsilon_i = (i_0 - i_{па}) \eta_{oi} / (i_{па} - i^{p.o.k.}). \quad (2.5)$$

При сопоставлении циклов по значению ε_i теперь надо в числителе дополнительно учитывать изменение множителя η_{oi} . В рассматриваемом случае это дает дополни-

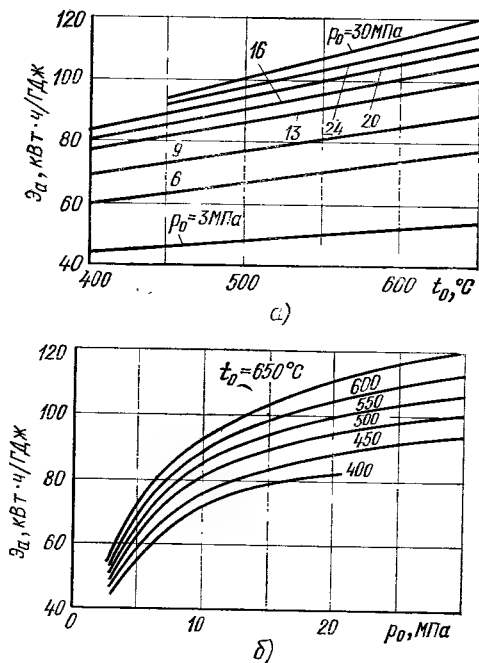


Рис. 2.6. Зависимость удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении z_d в идеальном теплофикационном цикле от начальных температуры (а) и давления (б) пара.

тельное увеличение z_i . Снижение энтальпии отработавшего пара i_p за счет увеличения η_{oi} в сопоставляемых циклах дает дополнительный рост z_i .

Определяя z_i для теплофикационного потока, необходимо учитывать давление отработавшего пара. На конденсационных установках давление p_k изменяется в относительно небольших пределах и мало влияет на энергетическую эффективность повышения начальных параметров пара. Иначе на ТЭЦ: чем выше конечное давление теплофикационного потока пара, тем более резко влияет изменение начальных параметров пара на z_i .

2.2. Промежуточный перегрев пара

Конденсационные установки. В процессе работы пара в турбине конечная его влажность не должна превышать примерно 12%. Такое

ограничение обусловлено эрозией последних рядов рабочих лопаток каплями влаги, выделяющимися из парового потока, а также снижением КПД последних ступеней, работающих на влажном паре, оцениваемым примерно 1% на каждый дополнительный процент влажности пара. Капли влаги оказывают тормозящее действие, ударяясь о спинки рабочих лопаток турбин.

Влажность отработавшего пара зависит от начальных параметров на входе в турбину и ее внутреннего относительного КПД. Если приближенно принять для разных турбин независимо от их начальных параметров и мощности постоянное значение η_{oi} , то для обеспечения постоянной максимально допустимой конечной влажности отработавшего пара при заданном p_k необходимо выбирать начальные параметры пара у турбин так, чтобы начальные точки процессов в i , s -координатах лежали на прямой линии (жирной на рис. 2.7), называемой *линией сопряженных начальных параметров пара*.

Исторически повышение начальных параметров пара на ТЭС происходило приблизительно по линии сопряженных параметров, пока не получил распространения промежуточный перегрев пара. Верхняя граница сопряженных начальных пара-

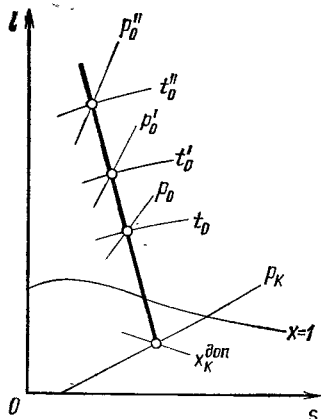


Рис. 2.7. Линия сопряженных начальных параметров пара для заданной допустимой конечной сухости пара $x_k^{\text{доп}}$.

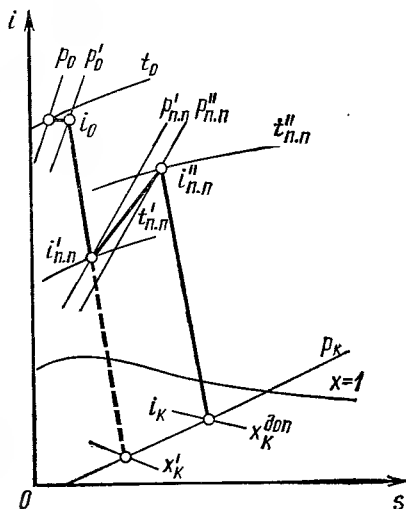


Рис. 2.8. i, s -диаграмма рабочего процесса паросиловой установки с промежуточным перегревом пара. Штриховой линией показана диаграмма процесса без промежуточного перегрева при тех же начальных параметрах пара (конечная сухость пара $x'_k < x_{к доп}$).

метров пара определялась допустимой температурой металла пароперегревателей, паропроводов и паровпускных частей турбин. Соответственно этому выбиралась начальная температура пара.

На верхней границе максимальной допустимой начальной температуры пара целесообразно дополнительное повышение начального давления сверх значения, определяемого сопряженными параметрами, так как это в большинстве случаев способствует дальнейшему повышению КПД цикла. При этом линия процесса расширения пара в турбине отодвигается на i, s -диаграмме влево, и чтобы вернуть ее на линию сопряженных начальных параметров, приходится проводить промежуточный перегрев пара, т. е. при некотором его давлении подводить к пару дополнительную теплоту в промежуточном пароперегревателе (рис. 2.8); весь пар временно отводится из турбины, вновь перегревается и возвращается в турбину для дальнейшей работы.

При построении линии процесса приходится учитывать, что в трубопроводах промперегрева и в промежуточном пароперегревателе вследствие гидравлического сопротивления происходит снижение давления пара на величину $\Delta p_{п.п} = p'_{п.п} - p''_{п.п}$. Удельный тепловой перепад, используемый в турбине с промперегревом пара, кДж/кг,

$$H_{i}^{п.п} = i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_k. \quad (2.6)$$

Удельный расход пара на установку с промежуточным перегревом меньше, чем без промежуточного перегрева, так как увеличивается общий используемый в турбине теплотерепад благодаря повышению температурного уровня процесса и повышению относительного внутреннего КПД ЧНД. Удельный расход пара равен, кг/(кВт·ч),

$$d_{п.п}^K = \frac{3600}{H_{i}^{п.п} \eta_{мех} \eta_{г.}}. \quad (2.7)$$

КПД паротурбинной установки с промежуточным перегревом определяется по формуле

$$\eta_{г.п} = \frac{i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_k}{i_0 - i_k + \Delta i_{п.п}} \eta_{мех} \eta_{г.} \quad (2.8)$$

где $\Delta i_{п.п} = i''_{п.п} - i'_{п.п}$ — повышение удельной энтальпии пара при промежуточном перегреве. Введение промежуточного перегрева пара облегчает конструирование последних ступеней мощных турбин благодаря уменьшению расхода пара.

Промежуточный перегрев полезен не только благодаря снижению конечной влажности пара: при некоторых условиях он способствует повышению КПД цикла. Для анализа этого запишем выражение для термического КПД идеального цикла с промежуточным перегревом пара и рассмотрим его как сложный цикл, состоящий из исходного цикла без промежуточного перегрева и некоторого дополнительного цикла:

$$\eta_{г.п} = \frac{w_0 + \Delta w_{п.п}}{q_0 + \Delta q_{п.п}} = \eta_t \frac{1 + A}{1 + A \eta_t / \eta_{\Delta}}, \quad (2.9)$$

где $\eta_t = \omega_0/q_0$ — КПД исходного цикла без промежуточного перегрева; $\eta_\Delta = \Delta\omega_{п.п}/\Delta q_{п.п}$ — КПД дополнительного цикла; $A = \Delta\omega_{п.п}/\omega_0$ — энергетический коэффициент промежуточного перегрева.

Анализ выражения (2.9) показывает, что промежуточный перегрев пара повышает КПД цикла, если $\eta_\Delta > \eta_t$. Рассмотрим в T, s -координатах (рис. 2.9) ряд циклов с промежуточным перегревом до некоторой постоянной заданной температуры пара $t''_{п.п} = \text{const}$ при различных давлениях.

С понижением давления промежуточного перегрева пара КПД дополнительного цикла уменьшается, а его работа и влияние на КПД суммарного цикла возрастают. При очень низком давлении пара работа дополнительного цикла вновь уменьшается при непрерывном возрастании потери в конденсаторе. Совокупное влияние этих факторов

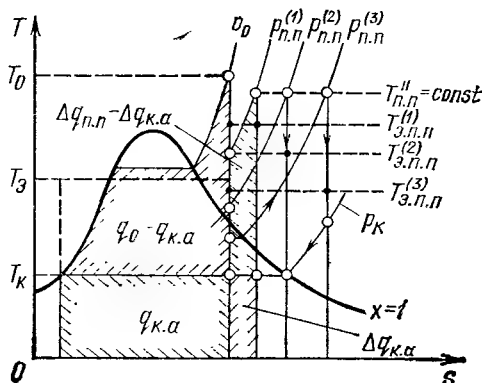


Рис. 2.9. Идеальный цикл конденсационной электростанции с промежуточным перегревом пара до постоянной заданной температуры $T''_{п.п}$ при различных значениях давления промежуточного перегрева.

T_3 — эквивалентная температура подвода тепла в исходном цикле; $T_{3.п.п}^{(1)}$, $T_{3.п.п}^{(2)}$, $T_{3.п.п}^{(3)}$ — эквивалентные температуры подвода тепла в дополнительных циклах; $q_0 - q_{к.а}$ — удельное количество тепла, превращенного в механическую энергию в исходном цикле; $q_{к.а}$ — потеря тепла в конденсаторе для исходного цикла; $\Delta q_{п.п}$ — затрата тепла на промежуточный перегрев пара; $\Delta q_{п.п} - \Delta q_{к.а}$ — тепло, превращенное в механическую энергию в дополнительном цикле; $\Delta q_{к.а}$ — дополнительная потеря тепла в конденсаторе турбины.

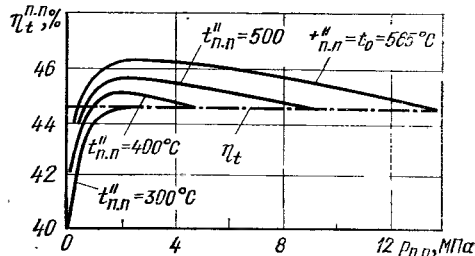


Рис. 2.10. Коэффициент полезного действия цикла с промежуточным перегревом пара в зависимости от давления промежуточного перегрева при различных значениях его температуры. Начальные параметры пара в цикле постоянные: $p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 565^\circ\text{C}$; $p_{к.п} = 0,0039$ МПа. Штрихпунктирной линией показан КПД цикла Ренкина без промежуточного перегрева пара η_r .

обуславливает наличие максимума КПД цикла при некотором оптимальном давлении промежуточного перегрева (рис. 2.10). При очень низком давлении промежуточного перегрева КПД цикла становится меньше исходного. При понижении температуры промежуточного перегрева пара максимальное значение КПД уменьшается, а точка максимума смещается в сторону меньших давлений промежуточного перегрева пара. При очень низкой температуре $t''_{п.п}$ промежуточный перегрев пара не дает повышения КПД суммарного цикла.

Чем выше температура промежуточного перегрева пара, тем шире интервал давлений, где промежуток повышает общий КПД цикла. Наибольшее относительное возрастание КПД цикла с промежуточным перегревом пара по сравнению с исходным циклом достигается при максимальной температуре промежуточного перегрева, равной его начальной температуре. Соответственно этому на уровне 540—570°C и выбирается температура промежуточного перегрева. На некоторых энергоустановках в США температура промежуточного перегрева принята на 10—30°C больше температуры свежего пара. Это оправдывается некоторым выигрышем в КПД, получаемым без перехода на более жаропрочную сталь

для промежуточного пароперегревателя, поскольку с понижением рабочего давления среды допустимо некоторое повышение ее рабочей температуры.

Оптимальное давление промежуточного перегрева можно оценить приближенно из соотношения

$$p_{п.п} = (0,15 \div 0,20) p_0.$$

На некоторых установках США применяется двукратный промежуточный перегрев пара. Вторая ступень промежуточного перегрева дает дополнительное повышение КПД и соответственно дополнительную экономию теплоты в размере 1,5—2,5%, что для энергоблоков большой мощности и при дорогом топливе может оправдать усложнение и удорожание установки.

Эффективность промежуточного перегрева в действительном цикле проявляется в большей мере, чем в теоретическом. Это объясняется благоприятным действием промежуточного перегрева пара на внутренний относительный КПД последующих ступеней турбины (рост объемного пропуска пара, снижение влажности в последних ступенях).

Теплоэлектроцентрали. Применение промежуточного перегрева пара на ТЭЦ имеет свои особенности. Промежуточный перегрев как средство ограничения конечной влажности пара для теплофикационных турбин докритического начального давления (до 12,7 МПа) в теплофикационных режимах работы не требуется, так как основной поток пара отбирается для внешнего потребления и этот пар еще имеет небольшой перегрев или незначительную влажность (в зависимости от давления пара в отборе). Конденсационный сквозной поток пара в этом случае невелик, поток работает в последних ступенях турбины с малым КПД, благодаря чему имеет допустимую конечную влажность. Ввиду малого выигрыша в тепловой экономичности промперегрев пара на ТЭЦ докритического начального давления не применяется.

При сверхкритическом начальном давлении (23,5 МПа) промперегрев на ТЭЦ необходим для поддержания допустимой конечной влажности пара. При промежуточном перегреве пара на ТЭЦ возрастает температура пара, отпускаемого потребителю, ввиду этого при заданной тепловой нагрузке уменьшается расход пара в отбор, чем снижается эффект от увеличения работы теплофикационного потока пара в турбине, обусловленного промперегревом. Относительный выигрыш в тепловой экономичности от применения промежуточного перегрева пара на ТЭЦ меньше, чем на КЭС, и может составить 3—4% в теплофикационном режиме работы.

Еще одна особенность применения промежуточного перегрева пара на ТЭЦ заключается в повышении его оптимального давления. Чем выше давление отбираемого на теплофикацию пара, тем выше должно быть давление промежуточного перегрева пара по сравнению с КЭС.

Способы промежуточного перегрева. Известны три способа промежуточного перегрева пара: газовый, паровой и с помощью промежуточного теплоносителя. Газовый промежуточный перегрев производится в промежуточном пароперегревателе ПП, монтируемом в конвективной шахте котла КУ (рис. 2.11), где

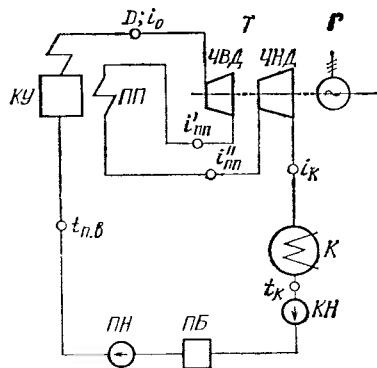


Рис. 2.11. Схема установки с газовым промежуточным перегревом пара (обозначения см. в приложении).

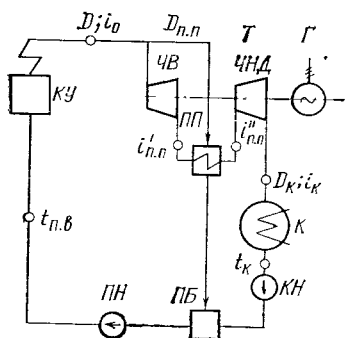


Рис. 2.12. Схема установки с паровым промежуточным перегревом острым паром (обозначения см. в приложении).

греющей средой являются дымовые газы. Этот способ промежуточного перегрева получил наибольшее распространение на ТЭС, использующих органическое топливо. Паровой промежуточный перегрев пара осуществляется в теплообменнике ПП, устанавливаемом около турбины Т (рис. 2.12), и греющей средой здесь служит острый пар либо пар из отбора.

Перегрев с помощью промежуточного теплоносителя (рис. 2.13), как и паровой промежуточный перегрев, производится вблизи турбины в специальном теплообменнике *ПП*. Греющей средой являются продукты сгорания топлива котла *КУ*, но тепло от них передается вторичному пару жидким промежуточным тепло-

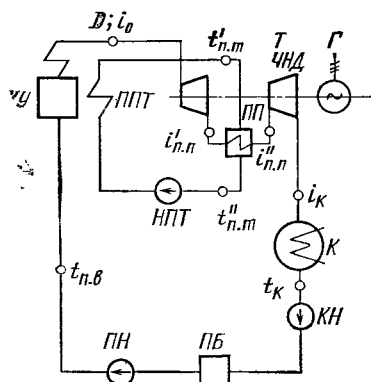


Рис. 2.13. Схема установки с промежуточным перегревом пара при помощи промежуточного теплоносителя (обозначения см. в приложении).

носителем, циркулирующим с помощью насоса между подогревателем теплоносителя ППТ, расположенным в конвективной шахте котла, и промежуточным пароперегревателем ПП, находящимся вблизи от турбины.

Преимуществом газового промежуточного перегрева пара является отсутствие ограничений по температуре промперегрева пара. Благодаря высокой температуре последнего достигается повышение экономичности станции на 6—8%. Недостаток — большая длина паропроводов промежуточного перегрева и большая потеря давления в них, которую можно уменьшить рациональной компоновкой оборудования. Потеря давления составляет около 10% давления промежуточного перегрева пара. Большая емкость паропроводов и пароперегревателя вызывает опасность разгона турбины при сбросе нагрузки, поэтому требуются специальные защитные устройства: на трубопроводе ввода пара в турбину после промперегрева кроме регулирующих устанавливают отсечные и перепускные клапаны, с помощью которых пар после охлаждения впрыском отводится в конденсатор. Наличие газового промежуточного перегрева усложняет схему регулирования котла из-за необходимости дополнительно регулировать температуру пара после промежуточного перегрева.

К преимуществам парового промежуточного перегрева относят малую длину паропроводов промежуточного перегрева и малую потерю давления в них. Упрощается также регулирование температуры промежуточного перегрева пара. Основным недостатком парового промежуточного перегрева является низкая температура промежуточного перегрева, ограничиваемая температурой насыщения свежего пара. Ввиду малой экономии топлива, связанной с низкой достигаемой температурой промежуточного перегрева, и удорожания оборудования паро-

вой промежуточный перегрев пара на ТЭС с органическим топливом пространства не получил и применяется на АЭС с турбинами насыщенного пара для ограничения влажности пара в промежуточных ступенях этих турбин.

Схема промежуточного перегрева с помощью промежуточного теплоносителя, как и схема парового промежуточного перегрева, отличается короткими паропроводами и малой потерей давления в линиях промежуточного перегрева и обладает преимуществом высокой температуры промежуточного перегрева при применении в качестве промежуточного теплоносителя расплавленных металлов или солей. Однако эти теплоносители не удовлетворяют требованиям надежности и безопасности. Применение двух систем теплообменников (у турбин и у котлов) удорожает установку. По указанным причинам схемы с промежуточным теплоносителем на паротурбинных электростанциях на органическом топливе применения не получили. Жидкометаллические расплавы применяются в первом и втором контурах некоторых трехконтурных АЭС с реакторами на быстрых нейтронах.

2.3. Техничко-экономический выбор параметров пара и способов расширения ТЭС

Начальные параметры. Рациональный выбор начальных параметров пара представляет собой сложную технико-экономическую задачу: экономия топлива, получаемая благодаря повышению параметров, должна сопоставляться с увеличением стоимости установки и ее обслуживания и изменением затрат по энергосистеме из-за изменения надежности оборудования.

Возможность повышения начальных параметров пара определяется в первую очередь наличием сталей, способных работать при высоких давлениях и температурах. Повышение начальной температуры пара ограничивается прочностными и тех-

нологическими свойствами сталей пароперегревателей и парового тракта, надежностью их в работе, а также экономическими условиями — их удорожанием с повышением температуры, в особенности при переходе от одного класса стали к другому, более совершенному. Необходимость перехода диктуется также давлением пара, определяющим необходимую толщину стенки. Основные марки сталей, используемых в энергетике, можно причислить к следующим классам: I — углеродистые и марганцовистые (20, 15ГС и др.); II — хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали перлитного класса (12Х1МФ, 15Х1М1Ф и др.); III — нержавеющие высокохромистые мартенситно-ферритного класса (1Х12В2МФ и др.); IV — нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса (1Х18Н12Т, 1Х14Н18В2БР и др.).

До температуры 450 °С возможно применение углеродистых сталей, до температуры 550 °С — слаболегированных сталей перлитного класса; до температур 600 и 700 °С — соответственно сталей ферритно-мартенситного и аустенитного классов. Переход от сталей каждого из этих классов к более жаропрочным сталям следующих классов сопровождается повышением их стоимости в 2—5 раз. Стоимость труб из сталей различных классов в СССР, отнесенная к стоимости стали 20 (I класс), составляет:

Класс стали . . .	I	II	III	IV
Относительная стоимость	1	2,1—3,7	8—9	15—16

Из общего увеличения удельных капиталовложений на энергоблок, обусловливаемого повышением начальных параметров пара, до 30—50% приходится на котлоагрегаты.

Начальные параметры пара, параметры и число ступеней промежуточного перегрева пара выбирают на основании технико-экономических расчетов по минимуму расчетных затрат. При решении этой задачи необходимо учитывать возмож-

ную различную надежность оборудования при различных параметрах пара и, следовательно, различный аварийный резерв, необходимый для обеспечения заданной выработки энергии.

Повышение начального давления пара способствует укрупнению блоков, поэтому задачи выбора параметров пара, вида цикла и мощности агрегатов взаимосвязаны. Решение зависит от стоимости топлива C_T и годового использования установленной мощности электростанции t_y . Чем выше эти показатели, тем выгоднее применение более высоких параметров. В европейской части СССР топливо дорогое, нагрузка неравномерная, паротурбинные блоки должны нести не только основную, но и полупиковую нагрузку. Поэтому здесь целесообразно иметь два вида блоков: мощностью по 800 и 1200 МВт со сверхкритическими параметрами пара для основной нагрузки и менее мощные (500 МВт) давлением 12,7 МПа для снятия пиков нагрузки. На востоке страны топливо дешевое, но преобладает промышленная нагрузка, более равномерная. Здесь целесообразно применение блоков большой мощности на сверхкритические параметры пара.

Экономическую целесообразность применения тех или иных параметров пара можно определить, сопоставляя дополнительные капиталовложения ΔK при более высоких параметрах пара с экономией на топливе благодаря повышению параметров за срок окупаемости T_n . Выбор начальных параметров пара, параметров и числа ступеней промежуточного перегрева является частью общей задачи комплексной оптимизации термодинамических и конструктивных характеристик блоков. Скачкообразное изменение расчетных затрат при некоторых значениях начальной температуры пара обусловлено применением более совершенных и дорогих классов стали, переходом от катаных к сверленным

трубам, увеличением числа выходных пакетов пароперегревателя. Минимум расчетных затрат соответствует, как правило, началу их скачкообразного повышения в связи с переходом к другому классу стали или к другой технологии изготовления труб паропроводов.

В настоящее время в СССР в качестве серийных параметров приняты давление 12,7 и 23,5 МПа с немного пониженной (до 540°C) начальной температурой острого пара и промперегрева пара, что ухудшило тепловую экономичность установок, но повысило надежность их работы.

Вакуум. Определение оптимального давления в конденсаторах турбин также представляет собой технико-экономическую задачу, требующую для своего решения учета ряда факторов: характеристик ЧНД турбин и конденсаторов; потерь энергии с выходной скоростью на последней ступени турбин, в системе водоснабжения; затрат энергии на перекачку охлаждающей воды и на отсос воздуха из конденсаторов, стоимости топлива и др.

Выбор оптимального давления в конденсаторе заметно зависит от климатических и метеорологических факторов: от температуры охлаждающей воды, температуры и влажности воздуха в системах с испарительным охлаждением воды, от их сезонного изменения. Значительно влияет на этот выбор также характер нагрузки электростанции, использование ее мощности в году. Оптимизация глубины вакуума и связанных с ним характеристик оборудования и сооружений имеет важное значение как для КЭС, так и для ТЭЦ.

С увеличением стоимости топлива оптимальная кратность охлаждения возрастает примерно от 43 до 50, оптимальные конечное давление пара и удельная паровая нагрузка конденсатора уменьшаются соответственно с 3,8 до 3,4 кПа и с 39 до 29 кг/(м²·ч).

Способы расширения ТЭС. В связи с ростом энергетических нагрузок данного района может оказаться целесообразным увеличить мощность отдельных находящихся в районе электростанций. Возможности расширения зависят от места расположения, условий водо- и топливоснабжения, требований чистоты воздушного бассейна. Характеристики новых агрегатов обычно отражают технический прогресс энергетики: мощность агрегатов больше, начальные параметры пара выше. Таким образом, расширение действующей электростанции может явиться одновременно ее модернизацией и служить для улучшения ее энергетических показателей.

Возможны два способа расширения действующих электростанций путем пристройки и путем надстройки.

Пристройка является обычным видом расширения действующей электростанции: общая тепловая экономичность электростанции растет только за счет пристраиваемой части. Однако добавляемая мощность в этом случае не ограничивается существующим на электростанции оборудованием. Во втором случае повышается тепловая экономичность всей электростанции, поскольку она переводится на новые более высокие начальные параметры, а при необходимости вводится и перегрев пара. Однако добавляемая мощность ограничивается максимальным потреблением пара старой существующей частью станции.

Надстройкой называется расширение электростанции средних параметров установкой предвключенных турбин высоких параметров с противодавлением и с использованием их отработавшего пара для привода турбин средних параметров. При этом старые котлы среднего давления переводятся в резерв или демонтируются.

Надстройка называется *полной*, если количество пара, поступающего от выхлопа предвключен-

ных турбин, достаточно для обеспечения полной нагрузки существующих турбин средних параметров, и *частичной*, если этого пара недостаточно и приходится добавлять пар от существующих котлов среднего давления. Надстройка может осуществляться как на конденсационных ТЭС, так и на ТЭЦ. При применении надстроек возникает проблема выбора оптимального способа регулирования мощности комплекса предвключенных турбин и турбин средних параметров.

Теплоэлектропроектом выполнялись технико-экономические расчеты различных вариантов надстроек. Экономическая эффективность надстроек при этом определялась типом предвключенных турбин, стоимостью топлива, сжигаемого на модернизируемой и замещающих электростанциях системы, и числом часов использования установленной мощности. Учитывались также особенности оборудования и его эксплуатации. Исследование показало, что надстройки электростанций средних параметров при дорогом топливе эффективны при применении турбин Р-100-300 и Р-50-240. При дешевом топливе надстройки электростанций экономически не окупаются.

2.4. Регенеративный подогрев питательной воды

Эффективность регенерации. Регенеративный подогрев питательной воды является одним из важнейших средств повышения экономичности современных ТЭС и приобретает все большее значение по мере повышения начальных параметров пара. В зависимости от начальных параметров пара и числа точек отборов на регенерацию относительное повышение КПД установки за счет регенерации может составлять от 7 до 15%, что сопоставимо с эффектом, получаемым за счет повышения начальных параметров пара.

Регенеративным процессом называется процесс производства электроэнергии с использованием отбираемого из турбин пара для подогрева конденсата, идущего на питание котлов. Регенерацию можно рассматривать как процесс комби-

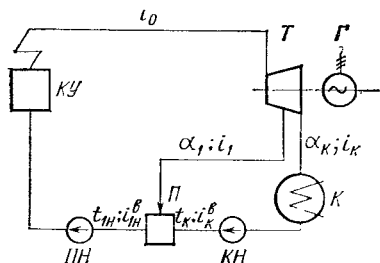


Рис. 2.14. Схема КЭС с одноступенчатым регенеративным подогревом конденсата турбины в смешивающем подогревателе (обозначения см. в приложении).

нированной выработки энергии с внутренним потреблением теплоты пара, отбираемого из турбины. Регенеративный подогрев питательной воды снижает потерю теплоты с отработавшим паром в конденсаторе турбины.

Теория регенеративных циклов рассматривается в курсах термодинамики. Рассмотрим схему КЭС с одним отбором пара на регенерацию (рис. 2.14) с подогревателем Π смешивающего типа. Можно получить выражение для термического КПД такого регенеративного цикла, используя предложенный проф. В. Я. Рыжкиным метод энергетических коэффициентов:

$$\eta_p = \frac{\alpha_K(i_0 - i_K) + \alpha_1(i_0 - i_1)}{\alpha_K(i_0 - i_K) + \alpha_1(i_0 - i_1)} = \eta_K \frac{1 + A_1}{1 + \eta_K A_1}, \quad (2.10)$$

где $\eta_K = (i_0 - i_K)/(i_0 - i_K^B)$ — КПД конденсационного цикла без регенерации; $A_1 = \alpha_1(i_0 - i_1)/[\alpha_K(i_0 - i_K)]$ — энергетический коэффициент отбора, представляющий собой отношение энергии, вырабатываемой потоком пара, идущим в отбор, к энергии, вырабатываемой потоком, идущим в конденсатор; α_1 и α_K — доли потоков пара, причем $\alpha_1 + \alpha_K = 1$.

В соответствии с выражением (2.10) максимальное значение КПД цикла с регенерацией будет при наибольшем энергетическом коэффициенте A_1 . Ввиду того что

$\eta_K < 1$, второй множитель в выражении (2.10) больше единицы. Это обстоятельство отличает, в частности, эффект регенеративного подогрева воды от эффекта промежуточного перегрева пара [формула (2.9)], который при понижении давления промежуточного перегрева ниже определенного значения приводит не к повышению, а к понижению КПД электростанции.

Доля отбора пара α_1 в регенеративный подогреватель определяется уравнением его теплового баланса, из которого (принимая $\eta_p \approx 1$) можно получить $\alpha_1/\alpha_K = (i_{1H}^B - i_K^B)/(i_1 - i_{1H}^B)$, и тогда

$$A_1 = \frac{(i_2 - i_1)(i_{1H}^B - i_K^B)}{(i_0 - i_K)(i_1 - i_{1H}^B)}. \quad (2.11)$$

Степень повышения КПД турбоустановки благодаря регенерации в значительной степени зависит от давления регенеративного отбора и температуры подогретой воды. При высоком давлении отбираемого пара температура подогретой питательной воды t_{1H} высокая, разность энтальпий воды $i_{1H}^B - i_K^B$ большая и в подогреватель поступает большое количество пара из отбора. Но работа этого пара в турбине $i_0 - i_1$ небольшая, и в результате энергетический коэффициент A_1 невелик. В пределе при $p_1 \rightarrow p_0$ $A_1 \rightarrow 0$ и $\eta_p \rightarrow \eta_K$.

При низком давлении отбираемого пара температура регенеративно подогретой питательной воды мала и в подогреватель поступает мало пара из отбора. Несмотря на большой теплоперепад $i_0 - i_1$, срабатываемый в турбине отбираемым паром, энергетический коэффициент отбора A_1 снова мал и прирост КПД цикла за счет регенерации незначителен. В пределе при $p_1 \rightarrow p_K$ $A_1 \rightarrow 0$ и $\eta_p \rightarrow \eta_K$. Оптимум должен находиться где-то в этом интервале. Вариантные расчеты показывают, что зависимость относительного прироста КПД регенеративного цикла $\Delta\eta_p$ от температуры подогретой пита-

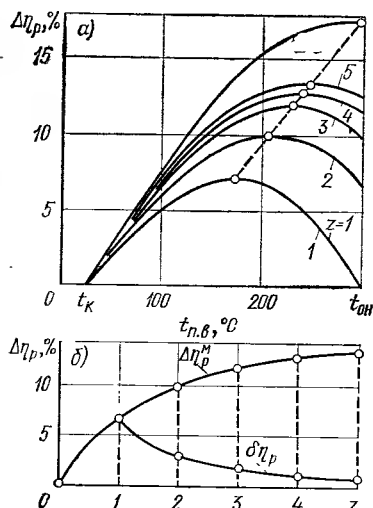


Рис. 2.15. Зависимость относительного повышения КПД турбоустановки $\Delta\eta_p$ от температуры регенеративного подогрева воды $t_{п.в}$ (а) и от числа ступеней подогрева z (б); $\Delta\eta_p^M$ — прирост максимального значения КПД в зависимости от z ; $\delta\eta_p$ — относительное повышение КПД от последующей дополнительной ступени подогрева. Расчеты выполнены для $p_0=8,6$ МПа и $t_{0н}=300^\circ\text{C}$.

тельной воды при одном отборе пара на регенерацию ($z=1$) имеет вид, близкий к перевернутой параболе (рис. 2.15) с максимумом приблизительно в середине интервала.

С увеличением числа точек отборов z на регенерацию кривые относительного прироста КПД проходят выше, а максимум КПД смещается в область более высоких температур питательной воды, но каждая новая ступень регенерации дает все меньший дополнительный прирост КПД. Число ступеней регенеративного подогрева воды у современных крупных конденсационных энергоблоков достигает семи—девяти. Выбор числа ступеней подогрева обосновывается технико-экономическими расчетами, учитывающими экономию топлива и удорожание установки.

Максимальная экономия теплоты от регенерации возможна лишь при правильном выборе температуры регенеративного подогрева пи-

тательной воды. Выбор $t_{п.в}^{\text{опт}}$, как и числа точек отборов пара на регенерацию z , является технико-экономической задачей. Наряду с этой имеется частная задача оптимального распределения регенеративного подогрева воды по ступеням, которая решается из условия наибольшей тепловой экономичности установки. Известен ряд решений этой задачи. Широкую известность в СССР получило решение этой задачи, полученное проф. В. Я. Рыж-киным.

КЭС без промежуточного перегрева пара. Рассмотрим установку без промежуточного перегрева пара при многоступенчатом регенеративном подогреве питательной воды в подогревателях $\Pi 1$ — Πz смешивающего типа (рис. 2.16). Обозначим повышение удельной энтальпии воды в подогревателе с номером r $\tau_r = i_{пr}^B - i_{п(r+1)}^B = i_{пr}^B - i_{п(r+1)}^B$ и удельную отдачу теплоты паром из отбора $q_r = i_r - i_{пr}^B$. Уравнение теплового баланса для подогревателя $\Pi 1$ (приближенно полагая $\eta_{п} \approx 1,0$) можно записать так:

$$\alpha_1 i_1 + (1 - \alpha_1) i_{2н}^B = i_{1н}^B,$$

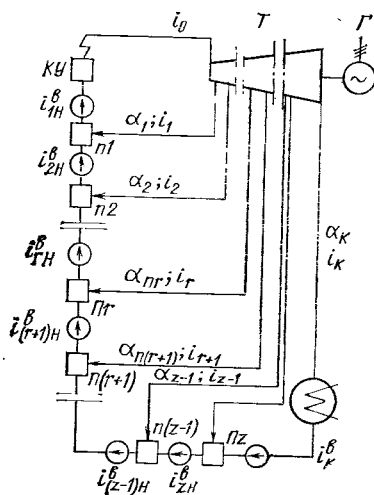


Рис. 2.16. Схема многоступенчатого регенеративного подогрева воды в смешивающих подогревателях.

откуда

$$\alpha_1 = (i_{1H}^B - i_{2H}^B) / (i_1 - i_{2H}^B) = \tau_1 / (q_1 + \tau_1)$$

и

$$1 - \alpha_1 = q_1 / (q_1 + \tau_1).$$

Для подогревателя П2 соответственно

$$\alpha_2 i_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) i_{3H}^B = (1 - \alpha_1) i_{2H}^B,$$

откуда

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= (1 - \alpha_1) \frac{i_{2H}^B - i_{3H}^B}{i_2 - i_{3H}^B} = \\ &= \frac{\tau_2}{q_2 + \tau_2} \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \end{aligned}$$

и

$$1 - \alpha_1 - \alpha_2 = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}.$$

Для произвольного подогревателя с номером r будем иметь:

$$\alpha_r = \frac{\tau_r}{q_r + \tau_r} \prod_{i=1}^{r-1} \frac{q_i}{q_i + \tau_i}, \quad (2.12)$$

где Π — знак произведения.

Доля расхода пара в конденсаторе

$$\alpha_K = 1 - \sum_{i=1}^{i=z} \alpha_i = \prod_{r=1}^{r=z} \frac{1}{1 + \tau_r / q_r}, \quad (2.13)$$

тогда КПД регенеративной установки

$$\begin{aligned} \eta_p &= 1 - \frac{\alpha_K q_K}{q_0 + \tau_0} = \\ &= 1 - \frac{q_K}{q_0 + \tau_0} \prod_{r=1}^{r=z} \frac{1}{1 + \tau_r / q_r}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Задача сводится к определению условия максимума КПД η_p . Поскольку начальное p_0 и конечное p_K давления заданы, удельные количества теплоты q_0 и q_K постоянны. В итоге надо определить условие максимума знаменателя во втором члене выражения (2.14). Знаменатель может быть записан так:

$$F = \frac{(q_0 + \tau_0)(q_1 + \tau_1)(q_2 + \tau_2) \dots (q_z + \tau_z)}{q_1 q_2 q_3 \dots q_z}. \quad (2.15)$$

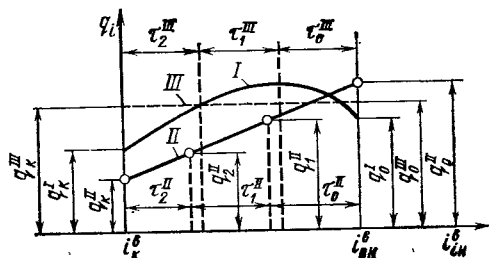


Рис. 2.17. Зависимость удельного количества теплоты q_i , выделяемого греющим конденсирующимся паром в регенеративных подогревателях, от энthalпии насыщения конденсата этого пара i_{iH}^B в установке без промежуточного перегрева.

I — общий вид зависимости; II — приближенная линейная

интерпретация зависимости $q_i = f(i_{iH}^B)$, когда $\frac{\Pi}{\tau_0} = \frac{\Pi}{\tau_1}$

$= \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_K}$; III — приближенное пред-

ставление зависимости в виде $q_i = \text{const}$, когда $\frac{\Pi}{\tau_0} = \frac{\Pi}{\tau_1} = \frac{\Pi}{\tau_2}$.

Решение задачи зависит от вида функции

$$q_r = f\left(\sum_{j=r}^{j=z} \tau_j\right). \quad (2.16)$$

За независимую переменную здесь принято суммарное повышение удельной энthalпии при подогреве воды от первого по ее ходу подогревателя z до подогревателя с номером r . Зависимость (2.16) имеет вид несимметричной параболы (кривая I на рис. 2.17), которую приближенно можно заменить наклонной прямой II . При начальном давлении пара ниже 3 МПа можно принять $q_r = \text{const}$, что соответствует горизонтальной прямой III .

Рассмотрим решение для случая линейной зависимости вида II . Задачу целесообразно решать методом условного экстремума Лагранжа, имея в виду равенство суммы повышений энthalпии воды при подогреве общему повышению энthalпии воды от состояния после конденсатора турбины i_K^B до состоя-

ния начала парообразования в котле $i_{\text{он}}^{\text{в}}$:

$$\tau_0 + \sum_{r=1}^{r=z} \tau_r = i_{\text{он}}^{\text{в}} - i_{\text{к}}^{\text{в}} = \Delta = \text{const.} \quad (2.17)$$

Из этого условия получается дополнительная функция

$$\varphi = \Delta - \tau_0 - \sum_{r=1}^{r=z} \tau_r = 0; \quad (2.18)$$

с учетом ее экстремальная функция Лагранжа может быть записана в виде

$$\Phi = F + \lambda \varphi, \quad (2.19)$$

где

$$F = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r=z} (1 + \tau_r / q_r);$$

λ — неопределенный множитель, в дальнейшем исключаемый.

В случае линейной зависимости (2.16) с коэффициентом наклона

$$k_r = (q_0 - q_{\text{к}}) / \Delta \quad (2.20)$$

получим соотношения

$$q_r = q_{\text{к}} + k_r \sum_{j=z}^{j=r} \tau_j, \quad (2.21)$$

а также

$$q_r = q_{r-1} - k_r \tau_{r-1}. \quad (2.22)$$

Для определения оптимального распределения подогрева по ступеням находят производные от функции Φ по переменным $\tau_0, \tau_1, \tau_2, \dots, \tau_{z-1}, \tau_z$ и приравнивают их нулю. При дифференцировании должна учитываться зависимость q_r от τ_j (2.21). В результате получается система уравнений, попарное решение которой дает соотношения

$$q_{r-1} + \tau_{r-1} = (q_r + \tau_r) q_r / q_{r+1}, \quad (2.23)$$

которые могут быть объединены в систему

$$(q_r + \tau_r) q_r / q_{r+1} = \text{const.} \quad (2.24)$$

Используя формулу $\tau_r = (q_r - q_{r+1}) / k_r$, справедливую для линей-

ной зависимости (2.16), можно из соотношений (2.24) получить условие оптимального распределения регенеративного подогрева воды по ступеням — геометрическую прогрессию величин τ_r :

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = m. \quad (2.25)$$

Для получения максимальной экономичности регенеративного цикла знаменатель прогрессии m должен быть порядка 1,01—1,04. Если зависимость (2.16) принять в виде $q_r \approx \text{const}$, то легко получить условие равенства интервалов подогрева воды по ступеням: $\tau_0 = \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_{z-1} = \tau_z = \tau$.

Если удельная энтальпия (температура) питательной воды $i_{\text{п.в}}^{\text{в}}$ ($t_{\text{п.в}}$) и число отборов z на регенерацию заданы (из технико-экономических соображений), может быть принят следующий порядок решения задачи. Сначала определяется повышение удельной энтальпии воды в первом по ее ходу подогревателе:

$$\tau_z = (i_{\text{п.в}}^{\text{в}} - i_{\text{к}}^{\text{в}}) (m - 1) / (m^z - 1). \quad (2.26)$$

После этого вычисляется повышение удельной энтальпии воды во всех остальных регенеративных подогревателях по формуле

$$\tau_r = \tau_z m^{z-r}, \quad (2.27)$$

где r — номер подогревателя, затем определяется удельная энтальпия воды за этим же подогревателем:

$$i_{\text{пр}}^{\text{в}} = i_{\text{к}}^{\text{в}} + \tau_z (m^{z-r+1} - 1) / (m - 1). \quad (2.28)$$

В случае равных интервалов подогрева воды по ступеням и заданной $i_{\text{п.в}}^{\text{в}}$ подогрев $\tau = (i_{\text{п.в}}^{\text{в}} - i_{\text{к}}^{\text{в}}) / z$ и $i_{\text{пр}}^{\text{в}} = i_{\text{к}}^{\text{в}} + \tau (z - r + 1)$.

Из других решений задачи об оптимальном распределении регенеративного подогрева питательной воды по ступеням упомянем об энтропийном методе, который можно рекомендовать для предварительных расчетов. Здесь на равные части де-

лится прирост удельной энтропии воды по ступеням подогрева:

$$\Delta s_r = (s_{п.в} - s_k) / z, \quad (2.29)$$

где $s_{п.в}$ и s_k — соответственно удельные энтропии питательной воды с температурой $t_{п.в}$ и конденсата турбины с температурой t_k .

Применяется также приближенный метод определения давлений регенеративных отборов по абсолютным температурам насыщения пара отборов, которые должны составлять геометрическую прогрессию:

$$\frac{T_{1н}}{T_{2н}} = \frac{T_{2н}}{T_{3н}} = \dots = \frac{T_{(z-1)н}}{T_{zn}} = \frac{T_{zn}}{T_k}. \quad (2.30)$$

КЭС с промежуточным перегревом пара. В установках с промежуточным перегревом пара задача оптимального распределения регенеративного подогрева питательной воды по ступеням решается поиному. Особенность состоит в том, что пар, отбираемый из турбины после промежуточного перегрева, более перегрет, чем пар такого же давления в турбине с теми же начальными параметрами, но без промежуточного перегрева. Использование более перегретого пара для подогрева воды менее выгодно, так как возрастают разность температур пара и воды и необратимость теплообмена между паром и водой в подогревателе. Расход более горячего пара на подогрев воды уменьшается, увеличиваются доля расхода пара в конденсатор и потеря тепла в нем.

Рассмотрим простейшую регенеративную установку с одним отбором, аналогичную приведенной на рис. 2.14, но имеющую промежуточ-

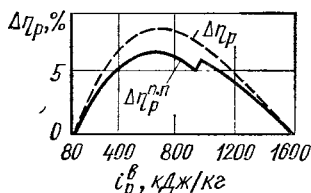


Рис. 2.18. Относительное повышение КПД регенеративной турбоустановки с однократным промежуточным перегревом пара $\Delta \eta_r^{пп}$ и без него $\Delta \eta_r$ в зависимости от удельной энтальпии подогретой воды i_p при одноступенчатом регенеративном подогреве воды.

ный перегреватель пара. На рис. 2.18 показано, как изменяется КПД установки за счет регенерации в зависимости от удельной энтальпии (давления) отбора и для сопоставления пунктиром показан аналогичный график для такой же установки без промперегрева. Относительное повышение КПД установки благодаря регенерации при наличии промежуточного перегрева пара меньше, чем без него, во всем интервале давлений отбора. Объяснение этому дает формула (2.10). При наличии промежуточного перегрева уменьшается энергетический коэффициент A_1 отбора за счет уменьшения доли отбора α_1 и увеличения общего используемого в турбине теплоперепада, входящего в знаменатель выражения для A_1 . Кроме того, за счет промперегрева растет КПД η_k установки без регенерации. Все это приводит к снижению относительной эффективности регенерации в установках с промперегревом пара. Таким образом, получаемый за счет промперегрева выигрыш в КПД компенсируется некоторым снижением относительной эффективности регенерации. Но это не означает, что в установках с промежуточным перегревом пара следует отказываться от развитой регенерации — дополнительный эффект имеется, но он несколько меньше.

На рис. 2.18 показано резкое снижение КПД регенеративной установки при давлении отбора, совпадающем с давлением промежуточного перегрева пара. Это происходит при переводе отбора пара с «холодной» на «горячую» нитку промежуточного перегрева. И в дальнейшем, при более низких давлениях отбора график относительной эффективности регенерации в установке с промежуточным перегревом пара сдвигается вниз по сравнению с графиком для установки без промежуточного перегрева. Точка максимальной эффективности регенерации в установке с

промежуточным перегревом пара отодвигается в область более низких давлений отбора по сравнению с установкой без промежуточного перегрева.

Указанные особенности применения регенеративного подогрева воды при промежуточном перегреве пара оказывают заметное влияние на распределение подогрева между ступенями. При многоступенчатой регенерации обязательно используется, как весьма эффективный, отбор «холодного» пара непосредственно перед его промежуточным перегревом (на выходе из ЦВД). Этот отбор обычно является вторым, а первый производится из ЦВД и его давление определяется необходимой температурой питательной воды. Таким образом, в установках с промежуточным перегревом пара подогрев воды τ_1 в первом регенеративном подогревателе обычно заранее определен температурой питательной воды и давлением промежуточного перегрева пара. Остается определить подогревы $\tau_2, \tau_3, \tau_4, \dots, \tau_z$.

Аналогичный предыдущему анализ тепловой экономичности регенеративной установки с подогревателями смешивающего типа и с использованием экстремальной функции Лагранжа при принятии прямолинейной зависимости $q_r = f(i_{\text{пр}}^{\text{в}})$ показал, что соотношение подогрева воды паром промперегрева τ_2 и следующего отбора τ_3 должно составлять $\beta = \tau_2/\tau_3 = 1,5 \div 1,8$. Для остальных ступеней подогрева сохраняется соотношение геометрической прогрессии

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = m \quad (2.31)$$

при $m = 1,01 \div 1,04$.

Существует и другой метод определения оптимального давления регенеративного отбора пара после промежуточного перегрева. Он базируется на следующем. Если пар после промежуточного перегрева отбирать при давлении, близком к давлению промежуточного перегре-

ва, то КПД цикла уменьшается. По мере снижения давления в этом отборе уменьшение КПД регенеративного цикла становится меньше, а затем вообще прекращается. При дальнейшем снижении давления в этом отборе КПД цикла начинает возрастать. Из этого следует, что на линии расширения пара в турбине после промежуточного перегрева имеется точка, расположение регенеративного отбора в которой не оказывает влияния на КПД цикла. Эта точка названа *индифферентной*. Положение точки определяется на i, s -диаграмме теплоперепадом, отсчитываемым вниз от «горячей» точки промежуточного перегрева по линии расширения пара в турбине, вычисляемым по формуле

$$h_{\text{инд}} = \eta_{i \text{ ЧВД}} q_{\text{п.п.}} \quad (2.32)$$

Здесь $\eta_{i \text{ ЧВД}} = (i_0 - i'_{\text{п.п.}})/(i_0 - i^{\text{в}}_{\text{п.в.}})$ — внутренний абсолютный КПД ЧВД турбины; $q_{\text{п.п.}} = i''_{\text{п.п.}} - i'_{\text{п.п.}}$ — количество теплоты, подведенной к 1 кг пара в промежуточном пароперегревателе. Давления отбираемого пара за точкой промежуточного перегрева следует рассчитывать по формуле (2.25), взяв за начало разбивки индифферентную точку.

Регенерация на ТЭЦ. Применение регенеративного подогрева воды на ТЭЦ способствует экономии топлива, поскольку повышается выработка электроэнергии на тепловом потреблении и уменьшается потеря тепла в конденсаторе турбины. Регенеративные отборы пара служат на ТЭЦ для подогрева конденсата турбин и обратного конденсата регулируемых отборов, имеющего более высокую температуру. Поэтому абсолютная экономия теплоты благодаря регенерации на ТЭЦ несколько меньше, чем на КЭС с теми же параметрами и с теми же расходами свежего пара и питательной воды. Однако относительная экономия теплоты и повышение КПД ТЭЦ благодаря регенерации значительно больше, чем на аналогичных КЭС, если эко-

номиию тепла относить не к полному расходу теплоты на турбоустановку, а к расходу теплоты на производство электроэнергии.

Регенеративный подогрев воды на ТЭЦ принято делить на интервалы: от конденсатора до нижнего регулируемого отбора, от нижнего до верхнего (производственного) отбора и от верхнего регулируемого отбора до верхней ступени подогрева питательной воды. Расход подогреваемой воды в этих интервалах существенно различается: наименьший в нижнем и наибольший в верхнем интервале. Поэтому, сохраняя общее число отборов и конечную температуру питательной воды на ТЭЦ и КЭС одинаковыми, целесообразно наибольшее количество отборов иметь в верхнем и наименьшее — в нижнем интервале подогрева. Регенеративный подогрев воды на ТЭЦ можно распределять по ступеням в пределах каждого интервала с использованием тех же методов, которые применяются для КЭС, и, в частности, метода геометрической прогрессии. Приемлемость этого была доказана в работах проф. В. Я. Рыжкина.

Технико-экономический выбор температуры питательной воды. Применение регенеративного подогрева связано с дополнительными затратами. Экономически наимыгоднейшая температура регенеративного подогрева питательной воды должна определяться по минимуму расчетных затрат. Изменение температуры питательной воды оказывает влияние на многие элементы теплового оборудования ТЭС. Регенеративная подогревательная установка с трубопроводами, арматурой, вспомогательными насосами, автоматическими устройствами и контрольно-измерительной аппаратурой требует дополнительных затрат металла и капиталовложений, увеличения расхода энергии на перекачку воды, а также дополнительного места для расположения этого оборудования.

При применении регенеративного подогрева воды при заданной электрической мощности из-за отборов пара увеличиваются расходы свежего пара и питательной воды. Вследствие увеличения расхода свежего пара высота лопаток ступеней высокого давления турбины возрастает, повышается их КПД, с уменьшением расхода пара через ступени низкого давления и выходную часть турбины уменьшаются выходные потери. Диаметры и стоимость трубопроводов свежего пара и питательной воды увеличиваются. Возрастает расход энергии на подачу питательной воды насосами. В то же время удешевляются конденсаторная установка и система водоснабжения.

Выбор оптимальной температуры питательной воды нельзя рассматривать в отрыве от выбора оптимальной температуры уходящих газов. При регенеративном подогреве воды увеличиваются площади поверхностей нагрева испарительной и пароперегревательной частей котла. Поверхность водяного экономайзера из-за повышения расхода воды и снижения температурных напоров также может увеличиться, но здесь в обратную сторону влияет рост температуры питательной воды, снижающий требующийся в экономайзере подогрев воды. Для снижения температуры уходящих газов и поддержания КПД котлоагрегата приходится увеличивать поверхность воздухоподогревателя. В результате затраты металла и стоимость котлоагрегата с повышением температуры питательной воды возрастают.

С повышением температуры питательной воды экономически оптимальная температура уходящих газов растет приблизительно в соотношении $(0,2-0,25)\Delta t_{п.в}$ и имеет более высокие значения при более дешевом топливе. Повышению температуры питательной воды на 10°C соответствует снижение КПД котлоагрегата примерно на 0,14%.

Таблица 2.1. Рекомендуемые значения температур питательной воды котлов, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха, °С, по данным технико-экономических расчетов ЦКТИ имени И. И. Ползунова

Среда	Базовые энергоблоки с параметрами пара 23,5 МПа и 565°С		Полупиковые энергоблоки с параметрами пара 12,7 МПа и 540—565°С
	Бурый уголь, 2,5—5 руб. за 1 т условного топлива	Дорогое топливо (18—23 руб. за 1 т условного топлива)	
Питательная вода	235—245	280—295	235—245
Уходящие газы	$\frac{180-190}{130-140}$	130—140	150—160
Воздух перед основным воздухоподогревателем	$\frac{30}{40-50}$	60—70	

Примечание. Числитель — замкнутая система пылеприготовления; знаменатель — разомкнутая.

С повышением температуры регенеративного подогрева питательной воды в пределах, обеспечивающих уменьшение расхода топлива на электростанции, снижается стоимость пылеприготовления, топливного и зольного хозяйств, газоочистных устройств, дымовых труб, уменьшается расход энергии на вспомогательные механизмы этих установок.

Экономически наивыгоднейшая температура питательной воды зависит также от стоимости используемого металла и топлива. Ее значение надо выбирать совместно с выбором числа регенеративных отборов турбины. В установках с промперегревом пара предварительно определяют его оптимальное давление.

Таким образом, определение экономически наивыгоднейшей температуры питательной воды является существенным этапом комплексной оптимизации паротурбинной элект-

ростанции. В табл. 2.1 приведены значения температуры питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха, рекомендуемые ЦКТИ на основании технико-экономических расчетов для базовых и полупиковых энергоблоков в районах дешевого и дорогого топлива.

При увеличении температуры уходящих газов относительно указанной в табл. 2.1 на 10°С температура питательной воды может быть повышена на 2,5—5°С; при уменьшении температуры уходящих газов на 10°С температуру питательной воды следует понизить на 2,5—3,5°С.

2.5. Типы регенеративных подогревателей и схемы их включения

По принципу действия различают подогреватели смешивающего и поверхностного типов. В первых подогрев воды осуществляется при непосредственном соприкосновении с паром, во вторых теплота передается через стенки трубок (вода — внутри, пар — между трубками). В смешивающих подогревателях вода нагревается до температуры насыщения $t_{pi} = t_{in}$. Благодаря этому потенциал греющего пара используется наиболее полно, достигается наибольшая экономия теплоты за счет регенерации, что и является основным преимуществом смешивающих подогревателей. К их преимуществам относится также возможность удаления из воды растворенных газов при подогреве ее до температуры насыщения греющего пара. Недостатком схемы со смешивающими подогревателями является необходимость иметь большое количество последовательно включенных питательных насосов (число которых равно количеству подогревателей), чем снижается надежность питания котлов. Используя гравитационный слив конденсата, можно снизить количество питательных насосов до одно-

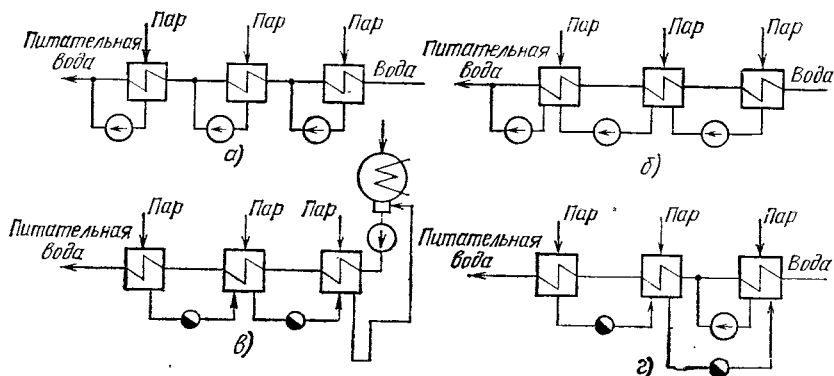


Рис. 2.19. Схемы отвода дренажа (конденсата греющего пара) из поверхностных регенеративных подогревателей.

а — с дренажным насосом у каждого подогревателя и с подачей дренажа в линию основного конденсата за подогревателем; б — с подкачкой дренажа в подогреватели более высокого давления; в — каскадная.

го на каждую пару последовательно включенных смешивающих подогревателей, но в этом случае усложняется компоновка регенеративной установки. При подводе греющего пара из отборов турбин в смешивающих (контактных) подогревателях приходится предусматривать меры против заброса воды в турбину из корпуса подогревателя при сбросах нагрузки.

На электростанциях в основном применяются поверхностные подогреватели. В таком подогревателе из-за сопротивления переходу теплоты через стенку имеет место недогрев воды до температуры насыщения пара $\Delta t = t_{\text{н}} - t_{\text{п.и}}$. Недогрев уменьшается с увеличением удельной поверхности подогревателя на тонну подогреваемой воды, но при этом возрастает его стоимость. Оптимальный недогрев определяется технико-экономическими расчетами. Вследствие недогрева тепловая экономичность схем с поверхностными подогревателями ниже, а затраты металла и стоимость выше, чем в схемах со смешивающими подогревателями. Схемы с поверхностными подогревателями усложняются дренажными линиями для отвода конденсата греющего пара и различаются способом отвода дренажа.

Из схем отвода дренажа наиболее высокую тепловую экономичность

имеет схема с дренажным насосом у каждого подогревателя с подачей дренажа в линию главного конденсата (рис. 2.19,а), но она дорога и сложна. Для обеспечения наибольшей тепловой экономичности смешивать конденсат из подогревателей и главный конденсат турбин следует при условиях, соответствующих наибольшему приближению к обратимому процессу смешения, т. е. при наименьшей разности температур. Экономична, но одинаково сложна схема с подкачкой дренажа в вышерасположенные подогреватели (рис. 2.19,б).

Наиболее дешевой является каскадная схема отвода дренажа (рис. 2.19,в), где вообще нет дренажных насосов и дренаж удаляется самотеком в сторону подогревателей более низкого давления, а затем — в конденсатор турбины, но она менее экономична. Чтобы избежать протекания по дренажным линиям «пролетного» пара, устанавливают конденсатоотводчики, открывающиеся при росте уровня дренажа в подогревателях. На линии дренажа из последнего подогревателя в конденсатор иногда применяют более надежный в работе U-образный гидрозатвор, но при большом перепаде давлений требуется значительная его высота. Снижение экономичности каскадной

схемы обусловлено необратимостью процесса, поскольку дренаж с повышенным потенциалом сливается в теплообменник, работающий при низшем потенциале. В энергетическом отношении это означает, что отбор пара более низкого давления уменьшается в результате вытеснения дренажем из подогревателей повышенного давления: увеличивается конденсационная выработка электроэнергии и появляется потеря тепла с горячим дренажем, отводимым в конденсатор, где это тепло отдается охлаждающей воде.

Комбинированная схема отвода дренажа (рис. 2.19,г) по тепловой экономичности и по сложности выполнения занимает промежуточное положение. Так как давление воды в поверхностном подогревателе для предотвращения вскипания должно быть больше, чем давление греющего пара, оказывается возможным (в отличие от смешивающих подогревателей) прокачивать воду через группу последовательно включенных подогревателей одним насосом (конденсатным и далее питательным).

На электростанциях СССР получили наибольшее распространение схемы регенерации с деаэратором (рис. 2.20), где наряду с поверхностными Π имеется один смешивающий подогреватель-деаэратор Δ . Подогреватели, включенные по ходу воды после питательного насоса $\Pi\text{Н}$, называются *подогревателями высокого давления* (ПВД).

Подогреватели, расположенные между конденсатным и питательным насосами, называются *подогревателями низкого давления* (ПНД).

Для крупных блоков иногда применяются схемы, где часть ПНД выполняется смешивающего (контактного) типа (обычно — одна пара) с установкой промежуточных перекачивающих насосов (рис. 2.21). Чтобы уменьшить вытеснение пара нижних отборов дренажем при каскадном сливе и несколько повысить

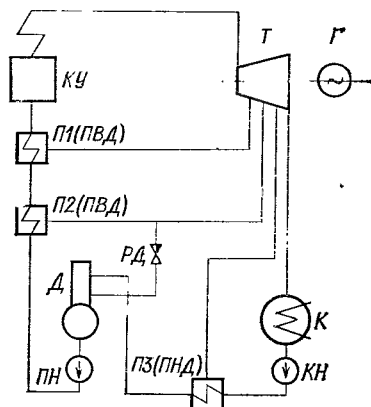


Рис. 2.20. Схема регенеративного подогрева конденсата и питательной воды с подогревателями поверхностного типа и деаэратором (обозначения см. в приложении).

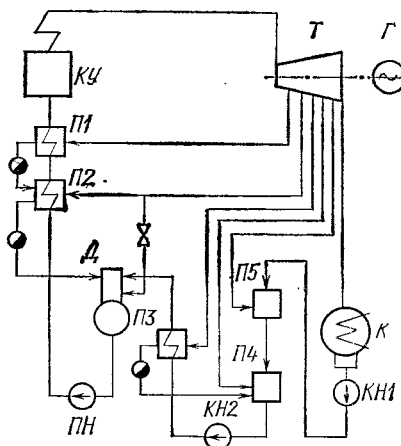


Рис. 2.21. Схема регенеративного подогрева конденсата и питательной воды с подогревателями поверхностного типа, деаэратором и с двумя контактными (смешивающими) ПНД П4 и П5 (обозначения см. в приложении).

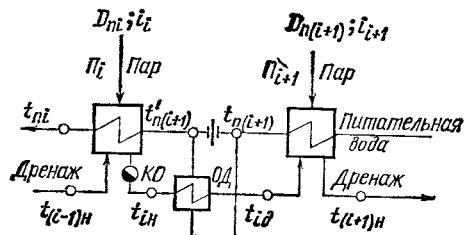


Рис. 2.22. Схема включения охладителя дренажа (обозначения см. в приложении).

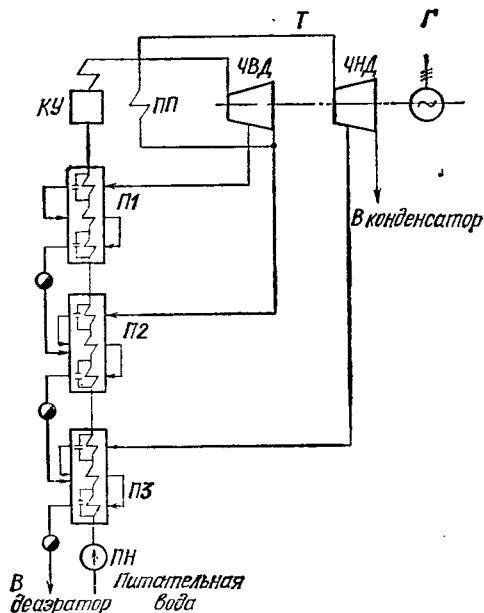


Рис. 2.23. Схема включения ПВД со встроенными охладителями пара и дренажа при подключении охладителей пара по воде непосредственно за соответствующим подогревателем (обозначения см. в приложении).

тепловую экономичность установок, применяют охладители конденсата (дренажа), которые в настоящее время выполняют преимущественно встроенными в корпус регенеративного подогревателя. Схема включения охладителя дренажа ОД показана на рис. 2.22. Температура последнего на выходе из охладителя выше температуры основного конденсата (питательной воды) на входе на $\Delta t = t_{ид} - t_{п(i+1)}$. Δt является минимальным температурным напором охладителя дренажа и определяется из технико-экономических расчетов. Охлаждающей средой в охладителе дренажа служит основной конденсат перед входом в данный подогреватель.

Экономичность регенеративного подогрева воды при использовании перегретого пара отборов турбины, в особенности при промежуточном перегреве, можно повысить охлаждением греющего пара питательной

водой (конденсатом турбины). Благодаря этому уменьшается необратимость процесса теплообмена в регенеративных подогревателях, увеличиваются расходы пара в отборы и растет КПД станции. Хотя повышение КПД относительно невелико, составляя примерно 0,5%, тем не менее установка пароохладителей оправдывает себя, особенно при дорогом топливе. Пароохладитель представляет собой пароводяной теплообменник, где вода нагревается в результате понижения перегрева без конденсации пара: греющий пар на выходе еще сохраняет остаточный перегрев 15—25°C.

Глубина понижения перегрева пара в охладителе зависит от температуры охлаждающей воды на входе в него, и, в свою очередь, зависит от типа и схемы включения пароохладителя. Различают пароохладители по конструктивному исполнению — встроенные в корпус регенеративного подогревателя и выносные (в самостоятельном корпусе) — и по схемам их включения (три схемы).

Вода во встроенный пароохладитель обычно поступает непосредственно после подогревателя, использующего охлажденный пар этого же отбора. Температура этой воды на входе в пароохладитель обычно примерно на 5°C ниже температуры насыщения греющего пара. При этом температурный напор на холодном конце пароохладителя минимален и составляет при противоточном выполнении охладителя 20—30°C. Вода в таком пароохладителе подогревается примерно до температуры насыщения греющего пара.

Дальнейший путь подогретой в пароохладителе воды возможен по трем схемам. В первой схеме вода направляется в линию основного потока непосредственно за данным подогревателем (рис. 2.23). Через пароохладитель пропускается лишь часть потока нагреваемой воды: остальная часть потока идет в обход через дроссельную шайбу.

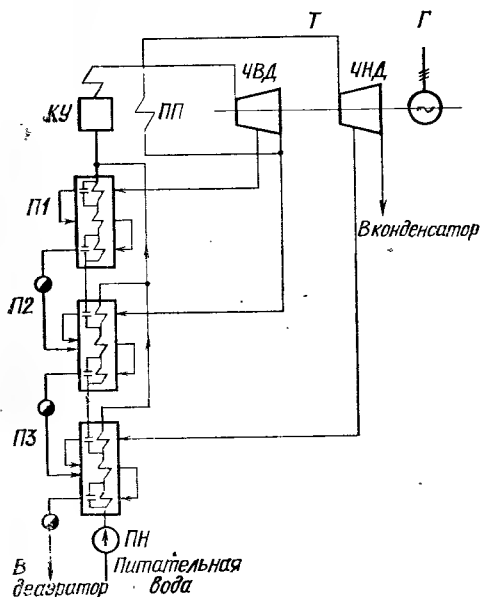


Рис. 2.24. Схема включения ПВД со встроенными охладителями пара и дренажа при включении охладителей пара по схеме Рикара — Некольного (параллельно основному потоку питательной воды) (обозначения см. в приложении).

Другая схема известна под названием схемы Рикара — Некольного (Франция, ЧССР) — по фамилиям лиц, предложивших ее (рис. 2.24). Схему можно также назвать схемой включения пароохладителей параллельно основному потоку питательной воды, проходящему через соответствующие регенеративные подогреватели (обычно высокого давления). Энергетическая эффективность этой схемы обусловлена глубоким охлаждением пара и переносом воспринимаемой водой теплоты перегретого пара к более горячему потоку с прямой экономией топлива, но в этой схеме уменьшается расход питательной воды через последующие регенеративные подогреватели и соответственно уменьшается расход отбираемого пара к этим подогревателям.

В третьей схеме включения (рис. 2.25) применяются выносные пароохладители. Схема характеризуется использованием для охлаж-

дения пара горячего потока питательной воды, прошедшего через все ПВД. Глубина охлаждения пара из отборов уменьшается, что несколько снижает энергетическую эффективность данной схемы, но это отчасти компенсируется полным пропуском всей питательной воды через регенеративные подогреватели. Такую схему включения пароохладителей называют *схемой Виолен* — по названию одной из электростанций Франции, на которой схема впервые применена. Нужно отметить, что для верхнего подогревателя (П1) включение пароохладителя во всех трех схемах совпадает.

Пароохладители существенно влияют на распределение подогрева между ступенями регенерации, где используется пар из «холодной» нитки промперегрева и из следующего отбора. Указанное в § 2.4 значение $\beta = 1,5 \div 1,8$ относится к случаю без пароохладителей. При применении пароохладителей при большой глубине охлаждения пара значение β целесообразно снизить до

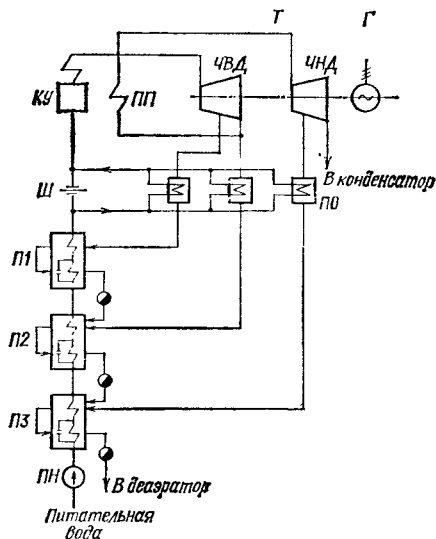


Рис. 2.25. Схема включения ПВД с выносными охладителями пара и со встроенными охладителями дренажа. Охладители пара включены в основной поток питательной воды за регенеративными подогревателями по схеме Виолен.

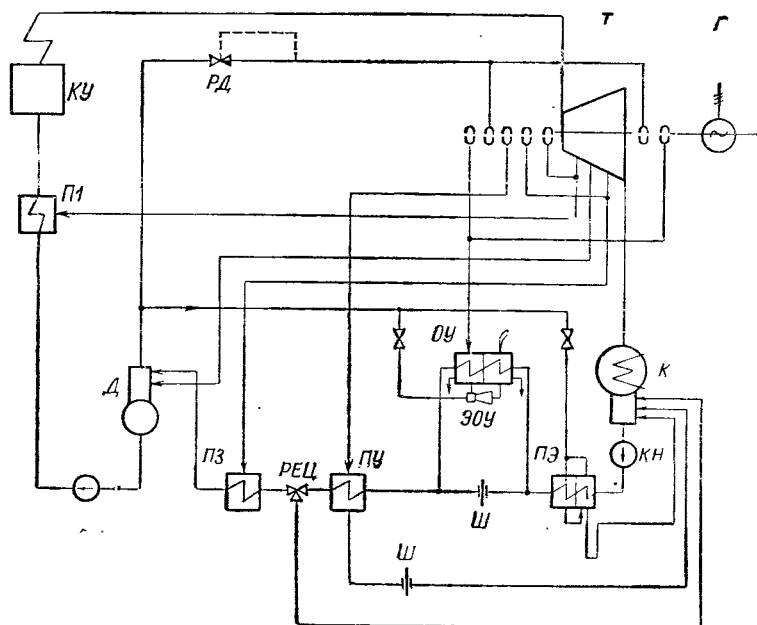


Рис. 2.26. Схема использования пара лабиринтовых уплотнений турбины и эжекторов для подогрева конденсата и питательной воды (обозначения см. в приложении).

единицы и даже меньше единицы: подогрев воды в ступени с охлаждением пара желательно иметь на 30—50% больше, чем в соседней ступени более низкого давления.

В системах регенеративного подогрева конденсата и питательной воды используют пар из уплотнений турбин и отработавший пар основных пароструйных эжекторов, отсасывающих воздух из конденсаторов турбин. На крупных блоках для этой же цели иногда используют газоохладители генераторов и маслоохладители турбин. Схема использования пара уплотнений и эжекторов представлена на рис. 2.26.

Тепловые схемы блоков рассчитываются с использованием заводских данных о расходах протечки пара через уплотнения, определяемых при проектировании турбин. При приближенных расчетах общий расход утечки из уплотнений можно оценить следующими цифрами:

P_0 , МПа	$\alpha_{\text{упл}}$	P_0 , МПа	$\alpha_{\text{упл}}$
4	0,01	12,7	0,03
9	0,02	23,5	0,035

Энтальпию пара уплотнений в этом случае принимают приближенно равной энтальпии свежего пара.

Конструктивно поверхностные регенеративные подогреватели выполняют с трубной доской или с коллекторными трубами. С трубной доской изготовляют подогреватели при давлении воды ниже 7 МПа. Таким образом, все ПНД имеют трубные доски.

Воздух, попадающий в подогреватель через неплотности при работе под вакуумом, и углекислота, присутствующая в паре, нарушают теплообмен. Неконденсирующиеся газы отсасываются каскадно через подогреватели более низкого давления в конденсатор по системе трубок с ограничивающими расход шайбами. Из конденсатора неконденсирующиеся газы отсасываются эжектором и выбрасываются в атмосферу. На линиях отборов пара устанавливаются обратные клапаны для защиты турбины от обратного потока пара при вскипании дренажа во время резких сбросов нагрузки.

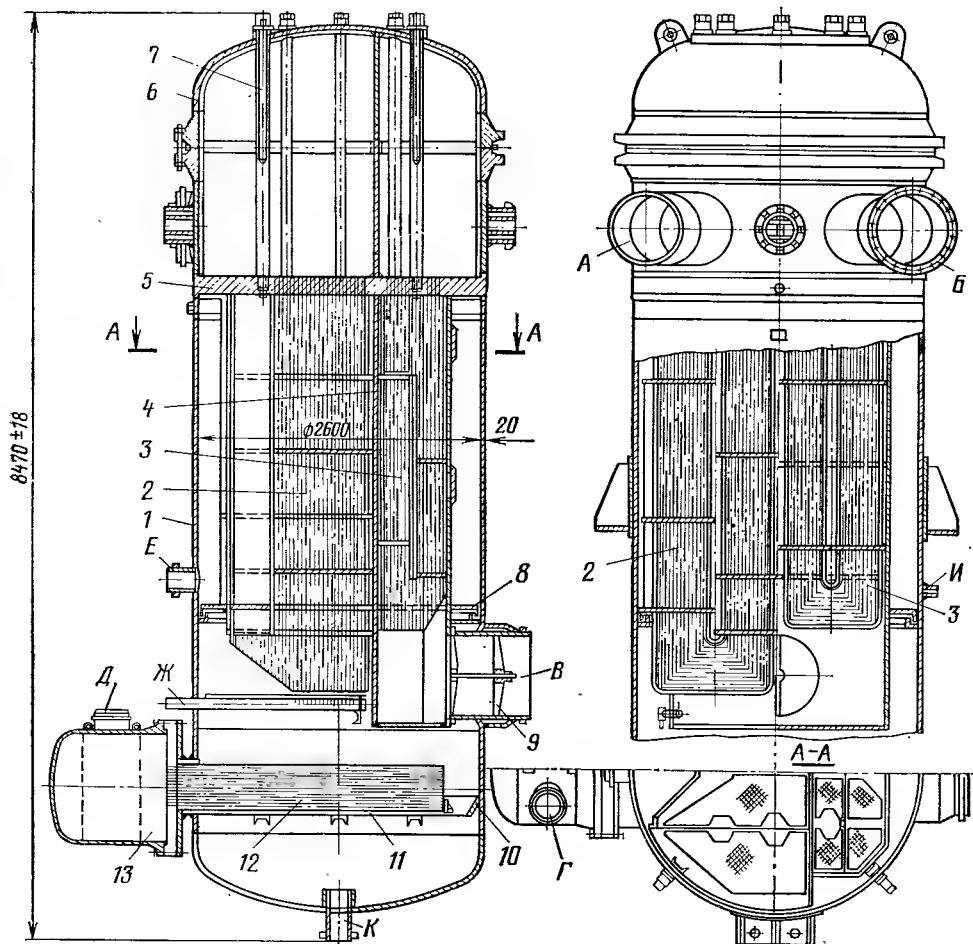


Рис. 2.27. Разрезы ПНД энергоблока мощностью 800 МВт.

1 — корпус; 2 — трубный пучок собственно подогревателя; 3 — трубный пучок охладителя пара; 4 — кожух охладителя пара; 5 — трубная доска; 6 — крышка; 7 — анкерная связь; 8 — гидрозатвор; 9 — паровпускное устройство; 10 — поддон; 11 — кожух охладителя дренажа; 12 — трубный пучок охладителя дренажа; 13 — водораспределительная камера охладителя дренажа; патрубки: А — для подвода основного конденсата к собственно подогревателю; Б — для отвода основного конденсата из собственно подогревателя; В — для подвода греющего пара к парохладителю; Г, Д — для подвода и отвода основного конденсата к охладителю дренажа; Е — для подвода конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления; Ж — для отсоса паровоздушной смеси; И — для подвода паровоздушной смеси из подогревателя более высокого давления; К — для отвода конденсата греющего пара.

На рис. 2.27 показана конструкция одного из вариантов нового ПНД для блоков мощностью 800 МВт. Этот подогреватель имеет встроенные охладитель пара и охладитель дренажа. Все элементы поверхностей нагрева имеют U-образные трубки из нержавеющей стали X18H10T. Охладитель дренажа расположен внизу корпуса, имеет собственную водяную камеру с трубной доской и его трубки расположены горизонтально. Трубки собственно подогревателя и охладителя пара закреплены в основной трубной доске, вваренной в корпус подогревателя, их трубки расположены вертикально. Нагреваемая вода делает в подо-

гревателе восемь ходов: два — в охладителе дренажа, затем четыре — в собственно подогревателе и наконец два — в охладителе пара. Греющий пар поступает в корпус подогревателя сбоку на уровне низа трубок парохладителя и проходит вначале снизу вверх через отсек парохладителя. Затем пар движется сверху вниз через отсек собственно подогревателя и конденсируется. В каждом отсеке имеются поперечные перегородки для направления потока пара. Отвод дренажа осуществляется снизу. Воздух отсасывается через перфорированную трубку из нижней части отсека собственно подогревателя.

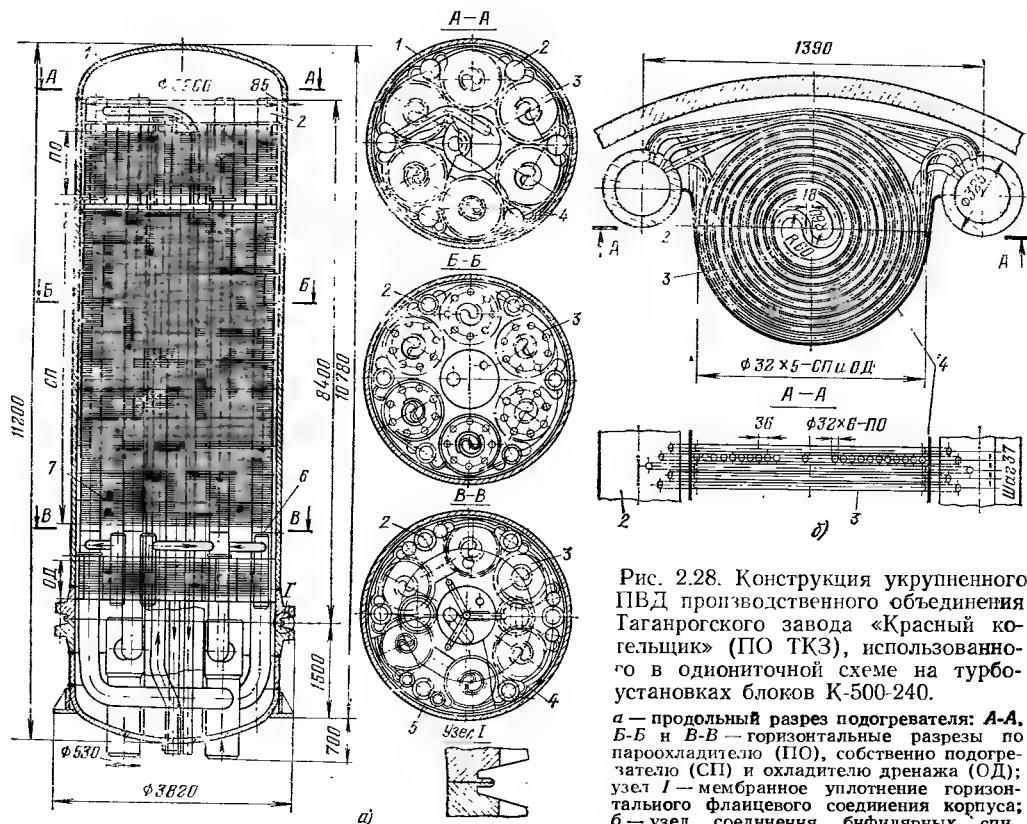


Рис. 2.28. Конструкция укрупненного ПВД производственного объединения Таганрогского завода «Красный колесный» (ПО ТКЗ), использованного в одной из схем на турбоустановках блоков К-500-240.

а — продольный разрез подогревателя: *А-А*, *Б-Б* и *В-В* — горизонтальные разрезы по пароохладителю (ПО), собственно подогревателю (СП) и охладителю дренажа (ОД); узел *1* — мембранное уплотнение горизонтального фланцевого соединения корпуса; *б* — узел соединения бифилярных спиральных змеевиков с коллекторными трубами; *1* — корпус подогревателя; *2* — коллекторные трубы; *3* — бифилярные змеевики; *4* — кожухи ПО и ОД; *5* — перепускные коробки ПО и ОД; *6* — монтажные стыки системы коллекторных труб; *7* — перегородки секций СП.

Для ПВД применение трубных досок становится нерациональным, так как по условиям прочности они должны быть очень толстыми. Поэтому предпочтительнее конструкция с коллекторными распределительными трубами. Поверхности нагрева здесь выполняются в виде плоских спиральных бифилярных змеевиков (рис. 2.28), обеспечивающих компактность конструкции. Концы змеевиков приварены к коллекторным трубам в шахматном порядке, что позволяет при ремонте заменять любой змеевик, не трогая соседних. Змеевики выполняют из трубок диаметром 32×5 мм.

Современные ПВД для крупных блоков имеют по шесть вертикальных коллекторных труб и столько же вертикальных рядов (колонок) горизонтальных спиралей. Подвод и отвод нагреваемой питательной воды и подвод греющего пара осуще-

ствляются через нижнее днище корпуса подогревателя, что удобно при ремонте, поскольку коммуникации не препятствуют съему верхней части корпуса, присоединенного на фланце к его основанию.

На рис. 2.29 показана схема движения потоков воды, пара и конденсата в ПВД. В нижней части корпуса расположена поверхность охладителя дренажа, через змеевики которого питательная вода делает первый ход, проходя из промежуточных коротких коллекторов в основные коллекторы. Часть воды идет, минуя охладитель дренажа, через подпорные шайбы.

Второй, основной, ход вода делает через змеевики собственно подогревателя. В верхней части корпуса ПВД расположена поверхность пароохладителя: через нее проходит лишь часть питательной воды, уже подогретой в собственно подогревателе. Это — третий ход воды. На рис. 2.29, б показана схема движения греющей среды через подогреватель. Греющий пар поступа-

водой применяются автоматические обводные клапанные коробки, действующие по импульсу от поплавкового устройства. Клапанная коробка отключает подогреватель от потока питательной воды при повышении в его корпусе уровня дренажа сверх допустимого значения.

Первые по ходу конденсата ПНД работают на конденсационных блоках под разрежением и часто не соответствуют расчетным показателям. В основном именно поэтому в настоящее время считается целесообразным первые два по ходу конденсата подогревателя выполнять смешивающими (контактными). На некоторых блоках мощностью 300 МВт в виде опыта установлены такие подогреватели с перепуском конденсата самотеком из подогревателя более низкого давления, расположенного на более высоком уровне, в следующий подогреватель. При этом требуется лишь од-

на дополнительная группа промежуточных перекачивающих насосов основного конденсата после пары контактных подогревателей.

Контактные подогреватели (рис. 2.30) имеют горизонтальные цилиндрические корпуса, внутри которых находятся два яруса горизонтальных перфорированных лотков. Греющий пар движется снизу вверх навстречу воде. Выпар, отводимый из верхней части подогревателей, конденсируется в смешивающих охладителях. Подогреватель КП-2 выполнен с нижним подводом пара. Гидрозатворы, необходимые для слива воды из размещенного выше подогревателя, встроены в водяной объем нижнего подогревателя. Обязательное условие применения смешивающих подогревателей — надежная автоматическая защита проточной части турбин при сбросе нагрузки от заброса воды из подогревателей.

Глава третья

ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ И ПОДГОТОВКА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

3.1. Внутренние и внешние потери теплоносителей и их влияние на КПД электростанций

Потери рабочего тела на электростанциях можно разделить на внутренние и внешние. К первым относят потери пара, конденсата и питательной воды через неплотности фланцевых соединений и арматуры; потери пара через предохранительные клапаны; утечку дренажа паропроводов и турбин; расход пара на обдувку поверхностей нагрева, на разогрев мазута и на форсунки. Эти потери сопровождаются потерей теплоты, их принято выражать в долях $\alpha_{\text{ут}}$ расхода пара в турбину.

Внутренние потери пара и конденсата не должны превышать при номинальной нагрузке 1,0% на кон-

денсационных электростанциях, 1,2% на отопительных ТЭЦ, 1,6% на ТЭЦ с производственной или производственно-отопительной нагрузкой. При понижении нагрузки допускается увеличение внутростанционных потерь не более чем в 1,5 раза. На электростанциях с прямоточными котлами эти потери с учетом периодических водно-химических отмывок могут быть больше на 0,3—0,5%. При сжигании мазута в качестве основного топлива потери конденсата увеличиваются на 6% в летнее и на 16% в зимнее время из расчета на количество мазута, поступившего на электростанцию в железнодорожных цистернах.

Для уменьшения внутренних потерь по возможности фланцевые соединения заменяют сварными, ор-

ганизуют сбор и использование дренажа, следят за плотностью арматуры и предохранительных клапанов, заменяют, где возможно, предохранительные клапаны на диафрагмы. На энергоустановках докритического давления с барабанными котлами к внутренним потерям теплоносителя добавляются потери с непрерывной продувкой из барабанов котлов:

$$\alpha_{\text{внут}} = \alpha_{\text{ут}} + \alpha'_{\text{пр}}, \quad (3.1)$$

где $\alpha'_{\text{пр}}$ — доля потерь продувочной воды (концентрата продувки), определяемая из уравнений материального и теплового балансов расширителя непрерывной продувки.

Внешние потери теплоносителя имеют место только на ТЭЦ с отдачей технологического пара внешним потребителям: они обусловлены загрязнением и потерей пара и конденсата у потребителей. Доля внешних потерь составляет 15—70% расхода пара теплофикационной турбиной и зависит от отрасли промышленности и технологической схемы предприятия.

Воду, вводимую в питательную систему котлов для восполнения потерь теплоносителя, называют *добавочной водой*. Ее количество определяется соотношением

$$\alpha_{\text{д.в.}} = \alpha_{\text{внут}} + \alpha_{\text{внешн.}} \quad (3.2)$$

Добавочная вода, несмотря на то, что она предварительно очищается, вносит в цикл электростанции соли и другие химические соединения. Значительная доля солей поступает также через неплотности конденсаторов с присасываемой циркуляционной водой, не проходящей очистки, кроме грубо механической и иногда хлорирования. Доля присасываемой охлаждающей воды в конденсаторах паровых турбин не должна превышать 0,015% количества основного конденсата. Для уменьшения присосов конденсаторы турбин оборудуют двойными трубными досками с отводом просачивающейся воды.

На промышленных ТЭЦ обратный конденсат с производства в ряде случаев имеет повышенную жесткость и загрязнен продуктами коррозии металлов или производственными примесями. Это зносит в цикл станции дополнительные загрязнения. С течением времени вносимые соли будут накапливаться, если их не отводить, что может привести к отложениям солей в трубах котла, к ухудшению качества вырабатываемого пара и к заносу солями проточной части турбин. Во избежание этого необходимо выводить загрязнения из пароводяного цикла электростанции.

На ТЭС с барабанными котлами при докритических параметрах это достигается непрерывной продувкой из барабанов, на электростанциях с прямоточными котлами сверхкритического давления применяется конденсатоочистка — химическое обессоливание основного конденсата турбин до его поступления в регенеративные подогреватели.

На блочных ТЭС для конденсатоочистки используют *блочную обессоливающую установку* (БОУ).

Рассмотрим электростанцию докритического давления с барабанными котлами. Для определения количества добавочной воды при расчете тепловой схемы ТЭС необходимо оценить расход непрерывной продувки котлов. Его расчет проводится на основе уравнения солевого баланса котла:

$$(1 + \alpha_{\text{пр}}) C_{\text{п.в.}} = C_{\text{п}} + \alpha_{\text{пр}} C_{\text{пр}}, \quad (3.3)$$

где $\alpha_{\text{пр}} = D_{\text{пр}}/D_{\text{к.у}}$ — доля расхода продувки производительности котла; $C_{\text{п}}$, $C_{\text{п.в.}}$ и $C_{\text{пр}}$ — концентрации нормируемых соединений в паре, питательной и продувочной воде соответственно. В зависимости от показателя, по которому рассчитывают расход продувки, в формулу (3.3) подставляют значения общего солевого содержания, жесткости, щелочности, содержание солей натрия и калия или кремнекислоты в каждом потоке. Окончательный расход продувки принимается по максимальному его значению из расчетов по этим показателям.

Концентрация кремнекислоты в котловой воде нормируется только при давлении выше 7 МПа, когда начинается ее избирательный унос с паром. Эксплуатационные нормы

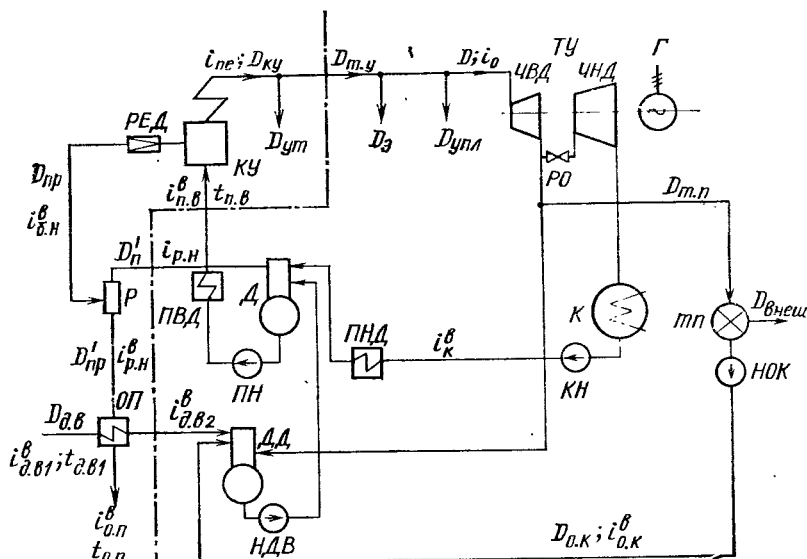


Рис. 3.1. Схема баланса расходов пара и конденсата на ТЭЦ (обозначения см. в приложении). Штрихпунктирной линией указана граница котельной и турбогенераторной установок.

качества котловой воды и режим продувки барабанных котлов устанавливаются на основе теплотехнических испытаний: они индивидуальны для каждого котла. При этом учитывается необходимость получения качественного пара в соответствии с нормами по содержанию, поддержания чистоты поверхностей нагрева и осуществления мер, предохраняющих металл от коррозионных повреждений. Расход непрерывной продувки котлов должен составлять 0,5—1% при восполнении потерь обессоленной водой или дистиллятом испарителей, 0,5—3,0% при восполнении потерь химически очищенной водой. В отдельных случаях на ТЭЦ допускается его увеличение до 5%.

Расход продувки снижается и чистота пара повышается с улучшением качества добавочной воды, уменьшением потерь пара и конденсата, с применением ступенчатого испарения и рациональной сепарации пара. Потери продувочной воды и ее теплоты уменьшают, применяя устройства для использования непрерывной продувки, состоящие из расширителей (сепарато-

ров) и охладителей концентрата продувки (рис. 3.1). Продувочная вода с расходом $D_{пр}$ и энтальпией насыщения $i_{б.н}^в$ при давлении в барабане поступает после дросселирующего регулирующего клапана в расширитель P . В результате снижения давления часть воды в расширителе продувки превращается в сухой насыщенный пар с расходом $D'_{п}$ и энтальпией $i_{р.н}$. Унос солей с паром из расширителя невелик, поэтому этот пар можно вернуть в регенеративную систему турбоустановки.

Для расчета расширителя непрерывной продувки составляют уравнения его материального

$$D_{пр} = D'_{пр} + D'_{п} \quad (3.4)$$

и теплового баланса

$$D_{пр} i_{б.н}^в = D'_{п} i_{р.н} + D'_{пр} i_{р.н}^в; \quad (3.5)$$

отсюда можно определить расходы получающегося в расширителе пара

$$D'_{п} = D_{пр} (i_{б.н}^в - i_{р.н}^в) / (i_{р.н} - i_{р.н}^в) = \beta'_{п} D_{пр} \quad (3.6)$$

и концентрата продувки

$$D'_{пр} = (1 - \beta'_{п}) D_{пр}. \quad (3.7)$$

Давление в расширителе продувки устанавливается равным

давлению в отборе, с которым соединен расширитель по пару. При небольшом расходе продувки и умеренном давлении в барабане котла применяется одноступенчатая схема расширения продувки. Давление в расширителе целесообразно иметь близким или немного выше атмосферного. При большом расходе продувочной воды или высоком давлении в котле применяется двухступенчатая схема расширения, причем давление, близкое к атмосферному, поддерживается в расширителе второй ступени. В этой схеме лучше используется теплота продувочной воды в регенеративной системе турбины. Расчет второй ступени расширения проводится по уравнениям, аналогичным (3.4) и (3.5).

Концентрат продувки содержит почти все соли, которые уносятся с продувочной водой из котла, поэтому его возвращать в питательную систему нельзя. На КЭС концентрат выбрасывается в дренаж, на ТЭС имеется возможность его использования для подпитки теплосети. Предварительно концентрат продувки направляется в охладитель непрерывной продувки ОП, где его теплота используется для подогрева добавочной воды, поступающей на электростанцию. Уравнение теплового баланса охладителя продувки записывается в виде

$$D'_{\text{пр}}(i^{\text{B}}_{\text{р.н}} - i^{\text{B}}_{\text{о.п}})\eta_{\text{п}} = D_{\text{д.в}}(i^{\text{B}}_{\text{д.в2}} - i^{\text{B}}_{\text{д.в1}}). \quad (3.8)$$

Для химической водоподготовки требуется предварительный подогрев сырой воды до 25—35°C перед ее обработкой, что осуществляется паром из отбора в специальном подогревателе (на рис. 3.1 не показано).

На рис. 3.1 добавочная вода после подогрева в охладителе продувки поступает в деаэратор добавочной воды ДД для предварительной деаэрации. Далее она перекачивается в основной деаэратор Д питательной воды установки. Таким

образом, добавочная вода проходит двухступенчатую деаэрацию. На новых энергетических установках принята другая схема: добавочную воду без предварительной деаэрации подают в конденсатор главной турбины. В этом случае ее предварительный подогрев продувочной водой теряет смысл.

Температуру добавочной воды перед охладителем продувки при расчетах тепловых схем можно принять приближенно 20—30°C, а температуру концентрата продувки после охладителя принимают на 15—20°C выше. С потерей пара и конденсата понижается КПД станции. Потери учитывают в КПД трубопровода $\eta_{\text{тр}}$ (1.13). Потери от утечки распределены по всему пароводяному тракту электростанции, однако они наиболее вероятны из мест с наивысшими параметрами среды. При расчете тепловых схем ТЭС условно принимают, что внутренние потери от утечки $D_{\text{ут}} = \alpha_{\text{ут}} D$ сосредоточены в линии свежего пара. Это упрощает расчет и дает некоторый запас при расчете показателей тепловой экономичности.

Добавочная вода, восполняющая потери теплоносителя, поступает в систему регенерации турбогенераторной установки. Здесь вода подогревается до температуры питательной воды $t_{\text{п.в}}$ (энтальпии $i^{\text{B}}_{\text{п.в}}$) за счет теплоты пара из отборов турбины. Соответственно возрастает расход теплоты на турбогенераторную установку $Q_{\text{т.у}}$. При этом должно быть учтено использование тепла непрерывной продувки. Расход теплоты на турбогенераторную установку с учетом потерь теплоносителя и использования теплоты продувки

$$Q_{\text{т.у}} = D_{\text{т.у}} i_0 + D'_{\text{п.р.н}} + D_{\text{д.в}} i^{\text{B}}_{\text{д.в2}} - D_{\text{п.в}} i^{\text{B}}_{\text{п.в}} = D_{\text{т.у}} (i_0 - i^{\text{B}}_{\text{п.в}}) + D'_{\text{п}} (i_{\text{р.н}} - i^{\text{B}}_{\text{п.в}}) - D_{\text{д.в}} (i^{\text{B}}_{\text{п.в}} - i^{\text{B}}_{\text{д.в2}}), \quad (3.9)$$

где $D_{\text{т.у}} = D + D_{\text{з}} + D_{\text{упл}}$ — расход пара турбогенераторной установкой,

включающий расход на турбину, эжектор и уплотнения соответственно; $D_{д.в} = \alpha_{д.в} D$ — расход добавочной воды; $D_{п.в} = D_{т.у} + D'_{п} + D_{д.в}$ — расход питательной воды.

Тепловая нагрузка котельной установки

$$Q_{к.у} = D_{к.у} (i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пр} \times (i_{п.н} - i_{п.в}), \quad (3.10)$$

где $D_{к.у} = D_{т.у} + D_{ут}$ — паровая нагрузка котельной установки. Отсюда можно найти КПД трубопроводов, равный отношению расхода теплоты турбогенераторной установкой к тепловой нагрузке котельной установки:

$$\eta_{тр} = Q_{т.у} / Q_{к.у}. \quad (3.11)$$

Эти формулы справедливы как для конденсационной электростанции, так и для ТЭЦ.

3.2. Химические методы водоподготовки и водный режим ТЭС

Вопросы водоподготовки и организации водно-химического режима электростанций имеют большое значение для обеспечения надежной и экономичной эксплуатации их оборудования. Задачами водоподготовки и организации водно-химического режима ТЭС в связи с этим являются недопущение образования накипи и отложений на теплопередающих поверхностях, шлама в оборудовании и трубопроводах, коррозии внутренних поверхностей теплоэнергетического оборудования и отложений в проточной части турбин. Известны химические и термические методы водоподготовки. Рассмотрим первые.

Для восполнения потерь теплоносителя используется природная вода, которая подразделяется на поверхностную и подземную. Примеси, загрязняющие природную воду, подразделяются на грубо-, коллоидно- и молекулярно-дисперсные. В коллоидно-дисперсном состоянии находятся соединения кремния, алюминия, железа и органические вещества. К молекулярно-дисперсным веществам относят растворенные в во-

де соли и газы. Во всех природных водах имеются ионы кальция (Ca^{2+}), магния (Mg^{2+}), натрия (Na^+), хлора (Cl^-), сульфаты (SO_4^{2-}), карбонаты (HCO_3^-). В гидрохимии их называют *главными ионами*. Кроме них могут присутствовать и другие менее важные для работы энергооборудования ионы.

Важнейшими показателями качества воды, определяющими ее пригодность для использования на ТЭС, являются солесодержание, общая жесткость, водородный показатель pH и содержание коррозионно-агрессивных газов O_2 и CO_2 .

Солесодержанием называется суммарная концентрация ионов в воде, выраженная в мг/кг или мг-экв/кг.

Общая жесткость воды J_0 равна сумме концентраций в ней катионов кальция J_{Ca} и магния J_{Mg} и выражается в мг-экв/кг. Общая жесткость воды подразделяется также на карбонатную и некарбонатную.

Карбонатная жесткость $J_{\text{к}}$ в основном обусловлена присутствием в воде бикарбонатов кальция и магния.

Некарбонатная жесткость $J_{\text{нк}}$ обусловлена наличием в воде хлоридов, сульфатов и других некарбонатных солей кальция и магния. Таким образом, $J_0 = J_{\text{Ca}} + J_{\text{Mg}} = J_{\text{к}} + J_{\text{нк}}$.

По общей жесткости установлена классификация природных вод: если $J_0 < 1,5$ мг-экв/кг, жесткость малая; $J_0 = 1,5 \div 3,0$ мг-экв/кг — средняя; $J_0 = 3,0 \div 6,0$ мг-экв/кг — повышенная; $J_0 = 6,0 \div 12,0$ мг-экв/кг — высокая и $J_0 > 12$ мг-экв/кг — очень высокая.

Показатель pH характеризует реакцию воды (кислую, нейтральную, щелочную). При диссоциации воды, не содержащей посторонних примесей, ионы H^+ и OH^- образуются в равных молярных концентрациях и значение pH такой воды при температуре 22°C равно 7, ее реакция нейтральна. При $t = \text{const}$ с понижением pH концентрация ионов водорода в воде растет, реакция становится кислой.

Соединения кремния присутствуют в природных водах в виде соединений различной степени дисперсности (коллоидных частиц, молекул и ионов). Это объясняется тем, что кремниевый ангидрид способен присоединить различные количества молекул воды, образуя кислоты с общей формулой $m \text{SiO}_2 \cdot n \text{H}_2\text{O}$. Соли этих кислот образуют ряд минералов, растворение которых в воде дает кремнекислые соединения разного химического состава.

Коррозия металла пароводяного тракта происходит в результате взаимодействия металла с водой, содержащей коррозионно-агрессивные примеси (O_2 , CO_2 , кислоты и щелочи). На поверхности металла вследствие его неоднородной кристаллической структуры образуются гальванопары, и коррозия, представляющая собой электро-

химический процесс, сопровождается протеканием электрического тока. Статистика свидетельствует, что около половины аварий и неполадок на ТЭС связаны с коррозионными повреждениями металла.

Примеси, содержащиеся в котловой воде, могут выделяться на внутренней поверхности труб в виде накипи и в толще воды в виде взвешенного шлама. В некоторых условиях шлам может прикипать к поверхности нагрева. У котлов загрязнение внутренней поверхности более всего подвержены обогреваемые экранные трубы. Это влечет за собой ухудшение теплопередачи и опасный перегрев металла. Накапливающиеся в трубной системе прямоточных котлов труднорастворимые соединения кальция, магния, железа и меди сокращают продолжительность рабочей кампании котлов.

Образующиеся в паровых котлах отложения могут быть по своему химическому составу подразделены на три основные группы: 1) кальциевые и магниевые накипи (карбонатные, сульфатные, силикатные и фосфатные); 2) железистые, железисто-фосфатные и железосиликатные накипи; 3) отложения металлической меди и ее окислов.

Согласно современным представлениям накипь и шлам образуются в результате физико-химических процессов, из которых основным является процесс кристаллизации, характеризующийся выделением твердой фазы из многокомпонентных солевых растворов. Непременным условием образования медных накипей является попадание в котловую воду продуктов коррозии латунных трубок конденсаторов и теплообменников регенеративной системы турбин.

Переход в пар содержащихся в испаряемой котловой воде солей, кремнистых соединений и продуктов коррозии с последующим переносом их в пароперегреватель и далее в турбину и образование отложений в ее проточной части происходят в результате сложного комплекса физико-химических, физических и тепломеханических процессов, взаимосвязанных между собой.

В котлах различают капельный и избирательный уносы солей. Унос называют *капельным*, когда загрязнение пара происходит вследствие выноса веществ, содержащихся в котловой воде, в пар с каплями последней. Если загрязнение пара происходит вследствие растворения в паре веществ, содержащихся в котловой воде, такой унос называют *избирательным*.

Практически все вещества, содержащиеся в котловой воде, обладают способностью растворяться в насыщенном и перегретом паре. С повышением давления пара возрастает образование истинных паровых растворов различных нелетучих неорганических соединений. При давлении выше 6 МПа заметно увеличивается растворимость в паре окислов железа и кремниевые соединения начина-

ют растворяться в паре при более высоких давлениях.

При расширении пара в проточной части турбин снижаются его температура и давление, вследствие чего уменьшается растворяющая способность пара и из раствора выделяется твердая фаза. В первых ступенях ПВД отлагаются преимущественно CuO , Cu_2O , Na_2SiO_3 , Na_2SO_4 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$, очень слабо растворимые в перегретом паре. Отложения окислов железа обнаруживаются на всех ступенях турбин. Окислы железа в большинстве отложений присутствуют в виде Fe_3O_4 и частично Fe_2O_3 . Кремниевая кислота, обладающая хорошей растворимостью в паре, выделяется в твердую фазу лишь при значительном снижении давления. Кремниевые соединения концентрируются, как правило, в ЦСД и ЦНД.

Отложения на поверхностях нагрева прямоточных котлов могут удаляться лишь периодически путем водных или химических холодных или горячих отмывок на неработающих котлах. Поэтому для удлинения рабочей кампании прямоточных котлов важно обеспечить высокое качество питательной воды и выводить соли из цикла с помощью конденсатоочистки. Удаление растворимых в воде солевых отложений из проточной части паровых турбин осуществляется промывкой увлажненным паром на холостом ходу, под нагрузкой или во время стоянки. Наиболее эффективна промывка под нагрузкой: ее понижают до 30–55% и постепенно снижают температуру пара выписком конденсата. Солеотложения растворяются, как правило, через несколько минут после достижения температуры насыщения, и за 10–15 мин водорастворимые отложения вымываются полностью. Промывка продолжается, пока содержание конденсата промывочного пара не достигнет содержания конденсата исходного пара.

Обработка природной воды для восполнения потерь пара и конденсата на ТЭС начинается с очистки ее от грубодисперсных и коллоидных примесей. Грубодисперсные примеси удаляются осветлением воды в осветлителях и фильтрах. В нижней части механического насыщенного фильтра располагается дренажное устройство, снабжаемое обычно щелевыми колпачками, предотвращающими вынос зерен фильтрующего материала (кварцевого песка или дробленого антрацита). Для очистки конденсата от продуктов коррозии наряду с насыпными используются намывные фильтры. Порошкообразный материал намывается в них на фильтрующие элементы при зарядке фильтра. Отработанный слой с задержанными загрязнениями удаляется водой и сжатым воздухом и выбрасывается.

Для удаления из воды коллоидных примесей применяется коагуляция — обработка воды реагентами, которые приводят к слипанию коллоидных частиц и образованию грубодисперсных хлопьев, выпадаю-

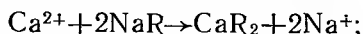
щих в осадок и удаляемых осажждением в осветлителях или фильтрах. Реагенты, применяемые для коагуляции, называются коагулянтами. В качестве коагулянтов используют сернокислый алюминий, сернокислое закисное железо и хлорное железо.

Умягчением воды называется такая ее обработка, когда ионы накипеобразователей заменяются ионами легкорастворимых соединений. Воду умягчают методами осаждения и ионного обмена. Первый относится к более старым методам водоподготовки и заключается в обработке воды такими реагентами, как $\text{Ca}(\text{OH})_2$, Na_2CO_3 , NaOH , Na_3PO_4 ; их анионы образуют с катионами Ca^{2+} и Mg^{2+} труднорастворимые соединения, которые уходят в осадок и удаляются в осветлителях.

Методом осаждения не удается получить достаточно полного умягчения природной воды. Поэтому в настоящее время обычно применяют комбинированные схемы, в которых методом осаждения осуществляется только предварительная очистка, а окончательное умягчение производится методом ионного обмена. Обработка воды методом ионного обмена основана на способности некоторых синтетических практически нерастворимых в воде веществ, называемых ионообменными материалами, или ионитами, изменять в желаемом направлении ионный состав воды. Для этого обрабатываемая вода пропускается через фильтры, загруженные ионитами. Если происходит обмен катионов, процесс называется *катионированием*, если же происходит обмен анионов, — *анионированием*.

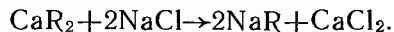
Обработка воды методом ионного обмена принципиально отличается от обработки методом осаждения тем, что в первом случае не требуется непрерывная дозировка реагентов и эксплуатация водоподготовительной установки упрощается. В качестве катионитов на электростанциях СССР широко используют вещества КУ-2 и сульфоголь, а в качестве анионитов — АВ-17 и АН-31.

Умягчение воды путем Na-катионирования заключается в фильтровании ее через слой катионита, содержащего в качестве обменных ионов катионы Na^+ , при этом происходят реакции типа



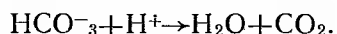
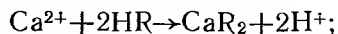
в результате катионы Ca^{2+} и Mg^{2+} в воде заменяются катионами Na^+ , образующими легкорастворимые соединения, вследствие чего остаточная жесткость воды снижается до 10 мкг-экв/кг и ниже. Анионный состав воды при этом не изменяется, а солесодержание даже несколько

ко возрастает. В процессе умягчения воды обменная способность Na-катионита истощается. Для ее восстановления производится регенерация фильтра пропуском через него раствора NaCl ; при этом протекают реакции типа



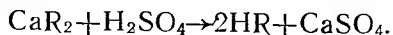
Для более глубокого умягчения воды и увеличения продолжительности фильтроцикла применяется двухступенчатое Na-катионирование; фильтры второй ступени называются *барьерными*.

Основным недостатком Na-катионирования является превращение карбонатов в бикарбонат натрия, обуславливающий высокую щелочность умягченной воды. Для снижения щелочности умягченной воды при ее обработке катионитными методами в СССР было предложено комбинировать процесс Na-катионирования с процессом H-катионирования. Обработка воды путем H-катионирования заключается в фильтрации ее через слой катионита, содержащего в качестве обменных ионов водорода; при этом протекают реакции вида



В результате общая жесткость воды снижается до 10 мкг-экв/кг, а карбонатная жесткость полностью удаляется, вследствие чего происходит снижение солесодержания воды. Поскольку в процессе H-катионирования все катионы в воде заменяются ионами водорода, умягченная вода приобретает кислотные свойства, причем общая кислотность H-катионированной воды определяется суммой содержащихся в воде анионов минеральных кислот; для воды, не содержащей катионов Na^+ , общая кислотность воды может быть принята равной некарбонатной жесткости воды. Сочетая H-катионирование с Na-катионированием в определенной пропорции,

можно получить умягченную воду с необходимой щелочностью. Ионобменная способность истощенного Н-катионита восстанавливается (регенерируется) пропуском через фильтр слабого раствора серной кислоты:



Анионитные фильтры используются в схемах химического обессоливания воды в комбинации с Н-катионитными фильтрами. При этом различают слабо- и сильноосновные аниониты. В слабоосновные анионитные фильтры поступает вода после Н-катионирования, имеющая кислотную реакцию, обусловленную избытком ионов водорода и наличием анионов сильных кислот SO_4^{2-} , Cl^- , NO_3^- . В анионитных фильтрах в качестве обменных ионов используются ионы OH^- . Слабоосновные аниониты, такие как АН-31, способны обменивать свои активные обменные ионы OH^- только на анионы сильных кислот, для удаления которых из воды они и применяются; ионы OH^- , освобождающиеся в этой реакции, с ионами H^+ образуют воду:

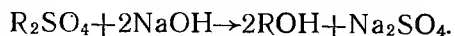


В результате проведенных реакций анионирования Н-катионированной воды общее солесодержание ее снижается до 50—100 мкг/кг.

Анионы слабых кислот (HSiO_3^- , HCO_3^- и др.) не вступают в обменные реакции со слабоосновными анионитами. Здесь надо использовать сильноосновные аниониты, которые способны извлекать из воды все содержащиеся в ней анионы как сильных, так и слабых кислот. Однако они значительно дороже слабоосновных, поэтому их применяют главным образом для поглощения анионов кремнекислоты в установках глубокого химического обессоливания воды:



Кремнесодержание воды, пропущенной через сильноосновный анионит АВ-17, в пересчете на SiO_2^{2-} снижается до 20 мкг/кг. Регенерация (восстановление ионообменной способности) анионитов обычно достигается пропуском через слой истощенного материала раствора NaOH :



В системах обессоливания конденсата и в качестве барьерных фильтров при обессоливании природной воды применяются так называемые *фильтры смешанного действия* (ФСД), загружаемые смесью катионита и анионита.

Перед регенерацией иониты разделяют и восстанавливают соответственно кислотой и щелочью. Затем катионит и анионит тщательно перемешивают. В результате при пропуске воды через работающий фильтр происходит многократно повторяющееся Н- и OH -ионирование, что повышает качество обработки воды. Фильтры смешанного действия могут быть насыпными или намывными (в последнем случае использование порошкообразных ионитов однократное).

На рис. 3.2 приведены некоторые принципиальные схемы ионообменных установок для приготовления добавочной воды. На схеме 1 показана установка для Н-катионирования в целях умягчения природных вод с малой карбонатной жесткостью. Такие установки применяются на ТЭС с барабанными котлами низкого и среднего давления. На схеме 2 представлена установка для параллельного Н—Na-катионирования в случае, если вода после предварительной очистки имеет карбонатную жесткость $J_{\text{к}} > 0,5 J_{\text{о}}$ и необходимо получить умягченную воду с заданной остаточной щелочностью не выше 0,35 мг-экв/кг. Умягчаемая осветленная вода двумя параллельными потоками направляется на Н- и Na-катионирование, после чего кислая и щелочная вода этих потоков перемешивается, где происходит их частичная нейтрализация с образованием свободной двуокиси углерода CO_2 . Затем вода пропускается через декарбонизатор для удаления CO_2 . Основным преимуществом схемы является возможность получения умягченной воды с минимальной щелочностью, что важно при

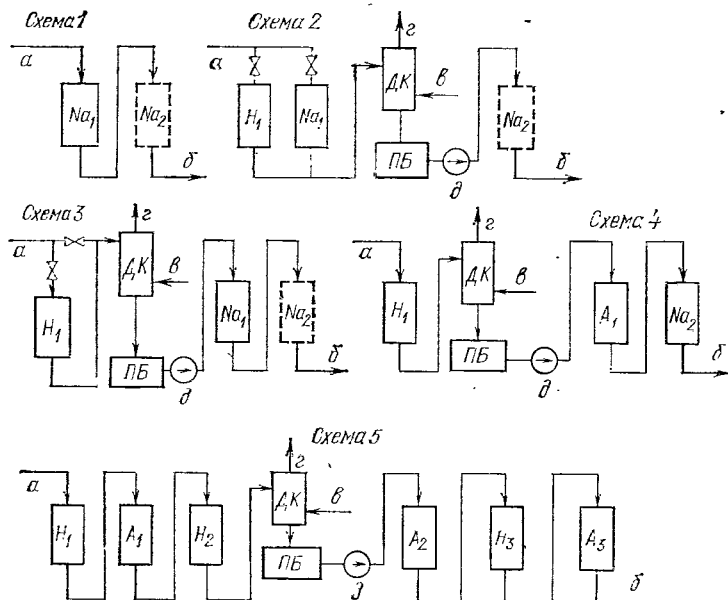


Рис. 3.2. Основные принципиальные схемы ионообменных установок для приготовления добавочной воды для котлов ТЭС.

Na_1 — Na-катионный фильтр первой ступени; Na_2 — Na-катионный фильтр второй ступени (барьерный); H_1 , H_2 и H_3 — H-катионные фильтры первой, второй и третьей ступеней соответственно; A_1 , A_2 и A_3 — анионитные фильтры первой (слабоосновный), второй (сильноосновный) и третьей ступеней соответственно; ДК — декарбонизатор; ПБ — промежуточный бак; а — подвод осветленной воды; б — выход обработанной воды; в — подача воздуха в декарбонизатор; г — выход углекислого газа в атмосферу; д — промежуточный насос.

питании котлов высокого давления при больших добавках химически очищенной воды. Недостаток схемы — уменьшение рабочей емкости H-катионитных фильтров при обработке воды с преобладающей некарбонатной жесткостью.

Схема 3 представляет собой установку для последовательного H—Na-катионирования, применяющуюся при обработке сильно минерализованной вод с содержанием выше 1000 мг/кг и при $Ж_{\kappa} < 0,5 Ж_0$. Преимуществом схемы является глубокое умягчение вод с высокой некарбонатной жесткостью и при значительном количестве натриевых солей. Недостаток — необходимость прокачки обрабатываемой воды через две ступени фильтров, что увеличивает расход электроэнергии на привод насосов. На схеме 4 показана установка для частичного обессоливания воды путем H-катионирования, декарбонизации, слабоосновного анионирования и Na-катионирования в барьерных фильтрах. Эта схема может быть рекомендована для доумягчения воды с повышенной некарбонатной жесткостью в целях снижения ее щелочности и удаления из нее сульфатов и хлоридов при возмещении больших потерь пара и конденсата на ТЭС с барабанными котлами средних параметров. При применении этой схемы для котлов высокого давления требуется предва-

рительное магnezиальное обескремнивание воды.

Схема 5 представляет собой установку с трехступенчатым H-катионированием, декарбонизацией и трехступенчатым анионированием. Эта установка применима для ТЭС любых параметров с прямоточными котлами при обработке осветленной воды с концентрацией сульфатов, хлоридов и нитратов до 8 мг-экв/кг. В этой схеме вместо катионитного и анионитного фильтров третьей ступени можно поставить один ФСД. Первая ступень анионирования производится здесь слабоосновным анионитом. Вторая ступень H-катионирования предназначена для обмена на нон водорода катионов (главным образом Na^+), случайно проникших через H-фильтр первой ступени. В целях создания благоприятных условий для поглощения кремниевых кислот сильноосновным анионитом углекислый газ из фильтрата H-катионитных фильтров второй ступени удаляется при помощи декарбонизатора. Пленочные декарбонизаторы с деревянной хордовой насадкой или с насадкой из колец Рашига работают по принципу десорбции в условиях противотока воды и воздуха, подаваемого снизу вентилятором. Остаточное содержание CO_2 в воде составляет 3—7 мг/кг.

Вторая ступень анионирования осуще-

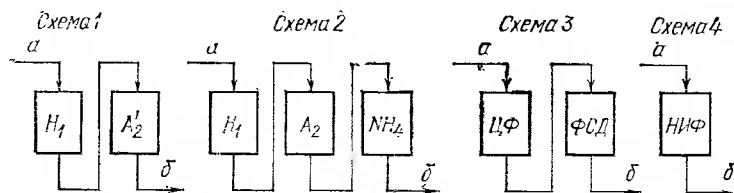


Рис. 3.3. Принципиальные схемы установок для химического обессоливания, обескремнивания и обезжелезивания конденсата.

H_1 — Н-катионитный фильтр; A_2' — сильноосновный анионитный фильтр, регенируемый водным раствором аммиака; A_2 — сильноосновный анионитный фильтр, регенируемый раствором едкого натра; NH_4 — аммоний-катионитный фильтр; ФСД — фильтр смешанного действия; ЦФ — целлюлозный намывной механический фильтр; НИФ — намывной ионитный фильтр смешанного действия; а — подвод загрязненного конденсата; б — обессоленный конденсат.

ствляется сильноосновным анионом для удаления аниона кремнекислоты и поглощения остатков CO_2 после декарбонизации. Третья ступень Н-катионирования служит для обмена на H^+ катиона Na^+ , могущего попасть в фильтрат из фильтра с сильноосновным анионом вследствие преждевременного включения недостаточно отмытого фильтра в работу после регенерации, а также вследствие старения анионита. Третья ступень анионирования производится с помощью слабо- или сильноосновного анионита, регенируемого водным раствором аммиака, и предназначена для улавливания продуктов растворения сульфокатионитов и остатков H_2SO_4 при недостаточной отмывке Н-катионитного фильтра третьей ступени после регенерации.

На ТЭС сверхкритических параметров, где применяются котлы прямоточного типа, в качестве устройств для вывода солей из пароводяного контура блока на выходе основного конденсата из конденсатора турбины сооружается конденсатоочистка (БОУ). Схема 1 (рис. 3.3) основана на последовательном фильтровании конденсата через Н-катионитные, а затем сильноосновные анионитные фильтры, регенируемые водным раствором аммиака. По этой схеме достигается глубокое химическое обессоливание воды, однако невозможно удаление кремнекислоты. В схеме 2 конденсат последовательно пропускается через Н-катионитный, затем сильноосновный анионитный и NH_4 -катионитный фильтры, чем обеспечивается глубокое химическое обессоливание и обескремнивание конденсата. Схема 3 основана на пропуске конденсата турбины через ФСД. Наличие конденсатоочистки дает возможность удалить из конденсата не только соли, попадающие в цикл из-за присосов охлаждающей воды в конденсаторах, но и продукты коррозии. В схемах конденсатоочистки на блоках сверхкритического давления обычно предусматривается установка предвключенных механических фильтров (намывных целлюлозных или сульфугольных).

Ввиду недостаточной термической стойкости синтетических ионитов температура конденсата, подаваемого на БОУ, не долж-

на превышать $40^\circ C$. Поэтому в тепловых схемах теплофикационных турбоустановок Т-250/300-240, где помимо обессоливания основного конденсата турбин приходится производить также обессоливание конденсата сетевых подогревателей, имеющего повышенную температуру, должны быть предусмотрены теплообменники-охладители конденсата. Это приводит к некоторому снижению тепловой экономичности турбоустановки. На зарубежных установках успешно используются намывные ионитные фильтры с фильтрующей средой из порошкообразных ионитов («Паудекс-процесс»). Поскольку фильтрующая смесь используется здесь однократно, возможно повысить температурный предел обрабатываемой воды до $120^\circ C$. Операции по замене фильтрующего слоя не превышают 15–30 мин, регенерация фильтров не производится.

Для приготовления подпиточной воды тепловых сетей применяют схемы, изображенные на рис. 3.4. Вода предварительно проходит коагуляцию и осветление. В схеме 1 предусмотрено подкисление воды, буферное катионирование, декарбонизация, магнитная обработка и стабилизация в фильтрах с мраморной крошкой. Схема 2 включает Н-катионирование с «голодной» регенерацией, буферное катионирование, магнитную обработку и стабилизацию в фильтрах с мраморной крошкой. В схеме 3 предусмотрены одноступенчатое Na-катионирование совместно с сульфитированием и магнитная обработка. Во всех случаях подпиточная вода проходит термическую деаэрацию.

Таким образом, в схемах приготовления подпиточной воды для тепловых сетей в качестве дополнительного мероприятия предусмотрена ее магнитная обработка. Это — сравнительно новый метод водоподготовки, который заключается в пропуске потока воды через магнитное поле, расположенное перпендикулярно направлению потока. В таком магнитном сепараторе из воды улавливаются ферромагнитные частицы — продукты коррозии. Преимуществами метода являются его простота и дешевизна, однако этот метод пока нуждается в совершенствовании.

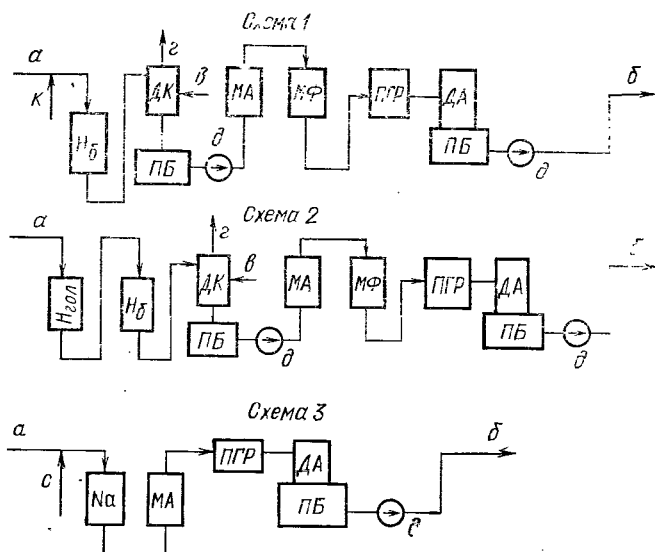


Рис. 3.4. Принципиальные схемы обработки осветленной воды для приготовления подпиточной воды теплосети.

H_b — буферный Н-катионитный фильтр; $H_{гол}$ — Н-катионитный фильтр с «голодной» регенерацией; Na — Na-катионитный фильтр; ДК — декарбонизатор; ДА — деаэрактор; МА — магнитный аппарат; ПБ — промежуточный бак; ПГР — подогреватель воды; МФ — фильтр с мраморной крошкой; а — подвод осветленной воды; б — выход обработанной воды; в — подача воздуха в декарбонизатор; г — выход углекислого газа в атмосферу; д — промежуточный насос; к — подвод серной кислоты для снижения щелочности воды; с — добавка сульфита натрия.

Основные задачи организации водно-химического режима электростанций были сформулированы раньше. Помимо очистки добавочной воды требуется еще дополнительная внутрикотловая обработка воды. Котловая и питательная вода барабанных котлов подвергается различной коррекционной обработке реагентами (фосфатами, комплексоном и др.), обеспечивающими выпадение накипеобразователей в форме легкоподвижного неприкипающего шлама, выводимого с периодической продувкой.

Методы организации водного режима подразделяются на физико-химические и физико-механические. К первым относится коррекционная обработка питательной и котловой воды реагентами, ко вторым — ступенчатое испарение и промывка пара. Физические методы удаления растворенных O_2 и CO_2 (деаэрация, отсос газов из теплообменников) сочетаются с коррекционной обработкой питательной воды аммиаком, нейтрализующими аминами и гидразином.

Для поддержания водно-химического режима барабанных котлов в целях предотвращения кальциевого и магниевых накипеобразований

повсеместное применение получил коррекционный фосфатный режим котловой воды. С его помощью можно предотвратить образование кальциевой накипи на поверхностях нагрева: дозированное введение раствора фосфорнокислых солей натрия в котловую воду переводит остатки ионов накипеобразователей в шлам, удаляемый с продувкой. Недостатком фосфатного режима обработки котловой воды является неспособность предотвращать образование сложных бескальциевых ферро- и алюмосиликатных накипей в барабанных котлах высокого давления. Чтобы избежать этих отложений, надо снизить концентрацию соединений железа, алюминия и кремния в питательной и котловой воде. В качестве замедлителей железоокисного накипеобразования могут с успехом применяться вещества, образующие прочные растворимые комплексные соединения с железом.

В последние годы в связи с усовершенствованием технологии умягчения воды и проведением работ по уплотнению конденсаторов соли кальция и магния в котлы практически не попадают и в составе накипи и шлама соединения Ca и Mg содержатся в ничтожном количестве. В то же время при создании фосфатного режима

иногда наблюдается образование феррофосфатных отложений, подшламовая коррозия парогенерирующих труб. В связи с этим на КЭС, где котлы питаются конденсатом, потери восполняются хлорбессоленной водой или дистиллятом, а конденсаторы надежно уплотнены, переходят на бесфосфатный режим котловой воды с вводом комплексонов — реагентов, предотвращающих накипеобразование: обеспечивают безнакипный и бесшламовый режим благодаря тому, что образующиеся комплексонаты кальция и магния обладают практически неограниченной растворимостью. Высокую растворимость при высоких температурах имеют также комплексонаты железа и меди. Применение комплексообразующих реагентов взамен фосфатирования экономично при жесткости питательной воды менее 100 мкг-экв/кг.

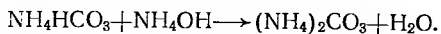
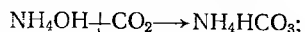
Водно-химический режим прямоточных котлов существенно отличается от режима барабанных котлов. В первых нет возможности производить продувку. Все примеси, поступающие с питательной водой и образующиеся в котле за счет коррозии, уносятся с паром и образуют отложения в турбинах или проходят транзитом через турбину и загрязняют конденсат. Поэтому прямоточные котлы должны работать на питательной воде с минимальным содержанием примесей, могущих давать отложения в котле и в турбине.

Для уменьшения медистых отложений в проточной части турбин на блоках сверхкритического давления, имеющих элементы оборудования из медьсодержащих сплавов (трубки ПВД, конденсаторов, охладителей выпара), необходимо поддерживать рН питательной воды на уровне $9,1 \pm 0,1$ (при 25°C). На тех же блоках сверхкритического давления, где у всех теплообменников конденсатно-питательного тракта трубки выполнены из нержавеющей стали или других коррозионностойких материалов, показатель рН можно повысить до 9,5.

Одним из основных показателей эффективности водного режима блоков с прямоточными котлами является длительность межпромысловых периодов, определяемая до-

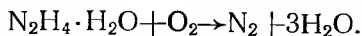
пустимым повышением температуры металла поверхностей нагрева при заданной толщине отложений и допустимыми ограничениями предельной мощности и экономичности турбин.

Наиболее эффективным методом борьбы с коррозией пароводяного тракта, вызываемой повышенной концентрацией свободной CO_2 , является связывание летучими щелочными реагентами ее остатков в деаэрированной питательной воде. Обычно в питательную воду дозируют водный раствор аммиака, который взаимодействует с CO_2 по реакциям:



Аммиак, повышая рН воды, нейтрализует отрицательное действие свободной CO_2 на углеродистую сталь, подавляет коррозионные процессы, предотвращает обогащение питательной воды продуктами коррозии стали. Аммиак и летучие амины не повышают солесодержания воды, что особенно важно для блоков с прямоточными котлами. Поэтому дозировка этих реагентов и рекомендуется в настоящее время для поддержания указанных выше необходимых значений рН питательной воды прямоточных котлов.

Для предотвращения кислородной коррозии пароводяного тракта и уменьшения переноса медистых отложений в турбину в питательную воду дозируется гидразингидрат, обладающий восстановительными свойствами:



Поскольку конечными продуктами реакции здесь являются вода и азот, гидразингидрат в настоящее время является единственным реагентом, пригодным для удаления остатков растворенного кислорода из питательной воды, прошедшей термическую деаэрацию.

Гидразино-аммиачный водный режим с поддержанием рН питательной воды на уровне $9,1 \pm 0,1$ получил в СССР на блоках с прямоточными котлами широкое распространение. Его недостаток при сверхкритических параметрах — локализация железоокисных отложе-

ний в нижней радиационной части котла и значительная толщина их слоя. Нарастающий во времени слой рыхлых железистых отложений на внутренней поверхности трубок имеет низкую теплопроводность, поэтому температура лобовой стороны трубок нижней радиационной части котла, обращенной в топку, интенсивно возрастает. Для предотвращения перегрева трубок прямоточные котлы сверхкритического давления приходится останавливать через каждые 4—5 тыс. ч эксплуатации для проведения локальных химических отмывок.

Исследованиями К. А. Несмеяновой с сотрудниками ВТИ установлено, что при малой электропроводности воды в условиях ее глубокого химического обессоливания и при поддержании нейтрального водного режима кислород способен создавать на поверхности стали прочную защитную окисную пленку. При этом скорость коррозии углеродистой стали резко снижается, приближаясь к показателям скорости коррозии нержавеющей стали. Эта идея практически реализована ЭНИН при организации нового водного режима на блоках мощностью 300 МВт с прямоточными котлами сверхкритического давления сначала на Конаковской, а затем на Костромской ГРЭС. Сущность нового нейтрального (кислородного) водного режима сводится к следующему. Путем незначительной дозировки аммиака в питательной воде поддерживается $\text{pH}=6,7-7,3$. В воду вводится газообразный кислород (или перекись водорода H_2O_2) и поддерживается его избыток.

По сравнению с традиционным гидразино-аммиачным нейтральный режим весьма эффективен. Концентрация железа в питательной воде уменьшается в 1,5—2 раза. Межпромывочный период для нижней радиационной части (НРЧ) возрастает в 2—3 раза. Однако переход на нейтральный водный режим допустим лишь при условии изготовления

трубок ПНД из нержавеющей стали: в этом режиме резко усиливается взаимодействие воды с латунью и образуются медистые отложения.

Полученные данные позволяют считать, что внедрение нейтрального водного режима поможет решить проблему надежности НРЧ котлов сверхкритического давления. В новых условиях роль деаэраторов питательной воды изменяется: за ними сохраняется лишь функция регенеративного подогрева воды. Экономичность нового режима определяется отказом от применения гидразина и уменьшением расхода реагентов на конденсатоочистку благодаря 5—6-кратному увеличению продолжительности фильтроциклов.

3.3. Термическая водоподготовка в испарителях и выбор метода водоподготовки на ТЭС

В связи с проблемой охраны окружающей среды от вредных выбросов производств применение химических методов водоподготовки все более затрудняется ввиду запрета сброса отмывочных вод в водоемы. В этом отношении термический метод обладает существенными преимуществами перед химическими методами водоподготовки. Термический метод подготовки добавочной воды основан на применении испарительных установок, в которых получается дистиллят почти без солей, близкий по качеству к конденсату турбин. Испарительные установки применяются на станциях высокого и сверхкритического давления с барабанными и прямоточными котлами при относительно небольших потерях пара и конденсата.

Испаритель представляет собой поверхностный теплообменный аппарат, где за счет тепла, выделяющегося при конденсации пара из отбора турбин, образуется вторичный пар, при конденсации которого получают дистиллят. Применяются две схемы включения испарителей: с самостоятельным конденсатором испа-

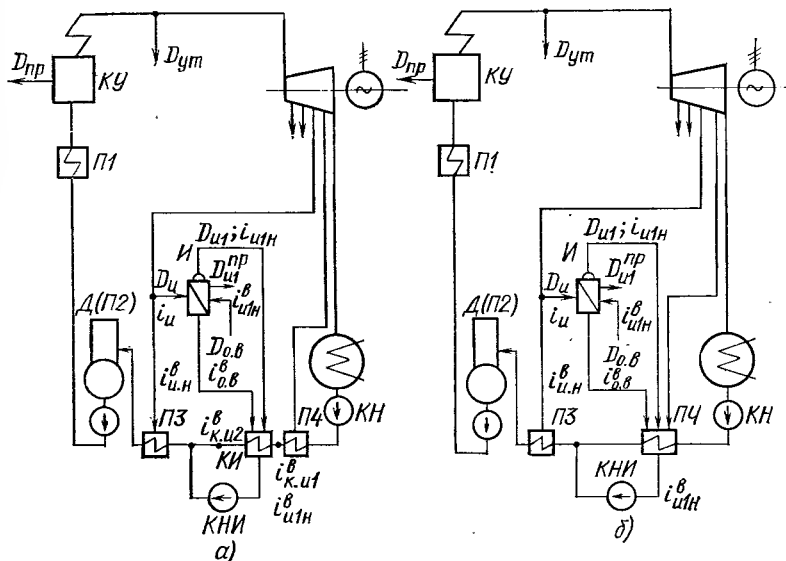


Рис. 3.5. Схемы включения одноступенчатой испарительной установки в регенеративную систему турбины.

а — с отдельным конденсатором испарителя КИ; б — с совмещением конденсатора испарителя и регенеративного подогревателя П4 (обозначения см. в приложении).

рителя и с его совмещением с регенеративным подогревателем (рис. 3.5). В первом случае тепловая экономичность установки выше, поскольку больше выработка электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении.

Для лучшего использования теплоты пара из отбора турбины в регенеративной системе испаритель И подключают по греющему пару параллельно с регенеративным подогревателем. Испарители принято питать водой, умягченной методом осаждения или ионного обмена. Во избежание коррозии вода должна быть деаэрирована. Питательная вода испарителей должна иметь жесткость не более 30 мкг-экв/кг, а при высокоминерализованной исходной воде (с содержанием более 2000 мг/кг) — не более 75 мкг-экв/кг, и содержать растворенного кислорода не более 30 мкг/кг.

Для поддержания определенного баланса солей в испарителе и требуемого качества вторичного пара и дистиллята производится непрерывная продувка испарителя с расхо-

дом $D_{ин}^{пр}$, который обычно составляет около 2% расхода вторичного пара и уточняется при теплохимических испытаниях. Солеосодержание концентрата испарителей должно быть не более 50—100 г/кг. Расход очищенной воды, подаваемой на питание испарителя с учетом его продувки, должен составлять $D_{о.в.} = D_{м1} + D_{ин}^{пр}$. Необходимый расход вторичного пара из испарителя рассчитывается по величине внутренних потерь теплоносителя $D_{м1} = D_{ут} + D'_{пр}$.

Расход греющего пара $D_{и}$ определяется из уравнения теплового баланса испарителя

$$D_{и}(i_{и} - i_{и.н}^B) \eta_{и} = D_{ин}(i_{ин} - i_{о.в.}^B) + D_{ин}^{пр}(i_{ин}^B - i_{о.в.}^B), \quad (3.12)$$

где коэффициент $\eta_{и} \approx 0,98$ учитывает потерю теплоты в окружающую среду. При этом $D_{и} \approx 0,9 D_{м1}$.

Из уравнения теплового баланса конденсатора испарителя

$$D_{к.н}(i_{к.н2}^B - i_{к.н1}^B) = D_{ин}(i_{ин} - i_{ин1}^B) \eta_{к.н} + D_{и}(i_{и.н}^B - i_{ин}^B) \eta_{к.н} \quad (3.13)$$

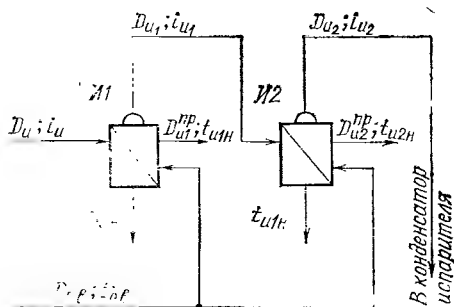


Рис. 3.6. Схема двухступенчатой испарительной установки с последовательным включением испарителей по пару и параллельным по воде.

И1, И2 — испарители первой и второй ступеней.

определяется подогрев в нем основного конденсата турбины.

Здесь $D_{к.н}$ — расход основного конденсата турбины; $\eta_{к.н} \approx 0,98$.

Из уравнения (3.13) определяются удельная энтальпия $i_{к.н2}^в$ и температура $t_{к.н2}$ подогретого конденсата, поскольку необходимый расход дистиллята $D_{н1}$ определяется утечкой. Температура основного конденсата $t_{к.н2}$ должна быть по крайней мере на $3-5^\circ\text{C}$ ниже температуры насыщения вторичного пара, а температурный напор в испарителе ввиду загрязнения его теплообменной поверхности отложениями — $\vartheta_{н1} = t_{н1} - t_{н1н} = 12-15^\circ\text{C}$.

Максимальная производительность испарительной установки определяется конденсирующей способностью конденсатора испарителя — интервалом подогрева и расходом проходящей через него охлаждающей воды (основного конденсата турбины). Испарительная установка, включенная по схемам, изображенным на рис. 3.5, является одноступенчатой, она способна выработать дистиллята до $2-3\% D$. Для увеличения выхода дистиллята на единицу массы израсходованного греющего пара применяют двухступенчатые испарительные установки (рис. 3.6).

На промышленных ТЭЦ с большими потерями пара и конденсата появляется необходимость иметь испарительную установку большой производительности. Такая установка из испарителей обычного типа, работающих по приведенной выше схеме (рис. 3.6), получается весьма громоздкой — требуется пять-шесть ступеней испарения. При этом давление пара от ступени к ступени прогрессивно падает. Подобные многоступенчатые установки не получили на электростанциях распространения ввиду большой затраты металла и высокой стоимости.

Новым типом испарителя является установка, ступени которой работают как расширители с самовскипанием предварительно нагретой

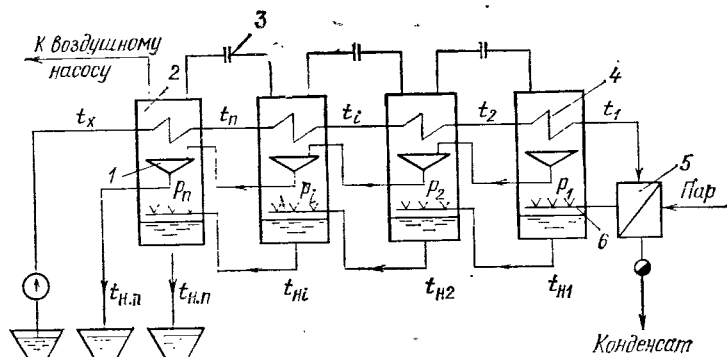


Рис. 3.7. Принципиальная схема многоступенчатой испарительной установки с самовскипанием.

1 — сборник дистиллята; 2 — испаритель с самовскипанием; 3 — дроссельная шайба; 4 — поверхностный охладитель-конденсатор; 5 — теплообменник для предварительного подогрева воды; 6 — распылитель воды.

гой воды, без испарительной поверхности в корпусе. Установки этого типа имеют общий пароводяной поверхностный теплообменник для предварительного подогрева воды, подлежащей испарению, и поверхностные охладители — конденсаторы образующегося пара, размещаемые в верхней части общего корпуса (рис. 3.7). Давление в следующей ступени ниже, чем в предыдущей, поэтому при перепуске воды часть ее превращается в пар. Процесс повторяется в каждой ступени. Дистиллят перепускается из ступени в ступень. Перепад давлений между соседними ступенями невелик, вви-

ду чего общее количество ступеней n может достигать 30—40.

Здесь можно получить дистиллят высокого качества даже при питании испарительной установки неумягченной водой, поскольку аппарат имеет вынесенную зону кипения. Тем не менее воду обычно умягчают подкислением. При температуре воды ниже 120°C отложение накипи на теплообменных поверхностях не происходит, поэтому давление пара первой ступени не должно превышать 0,2 МПа. Давление в последней ступени испарителя может быть принято весьма низким (до 0,008 МПа). Такие установки при-

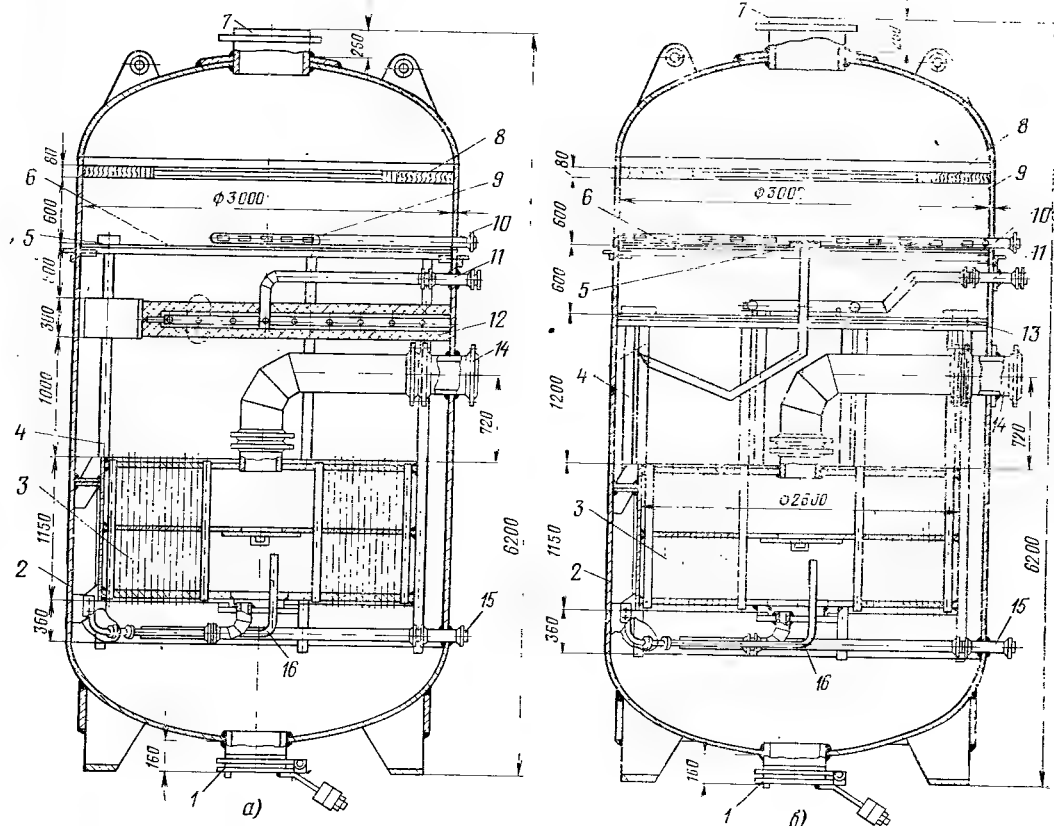


Рис. 3.8. Водотрубный испаритель.

a — с орошаемой набивкой; b — с паропромывочным дырчатым листом; 1 — люк для ремонта; 2 — корпус; 3 — греющая секция; 4 — опускная труба; 5 — переливной бортик; 6 — дырчатый лист второй ступени промывки; 7 — патрубок для выхода вторичного пара; 8 — жалюзийный сепаратор; 9 — коллектор конденсата; 10 — штуцер подвода конденсата; 11 — штуцер подвода питательной воды; 12 — орошаемая набивка (первая ступень промывки); 13 — дырчатый лист (первая ступень промывки); 14 — подвод греющего пара; 15 — отвод конденсата греющего пара; 16 — трубка для отсоса воздуха из греющей секции.

меняют для опреснения сильно минерализованной, в частности морской, воды, поскольку они не требуют ее предварительной сложной химической очистки.

В качестве примера опишем вертикальный водотрубный испаритель типа И-250-2 для блоков мощностью 300 МВт. Испаритель состоит из цилиндрического корпуса с внутренней греющей секцией, закрепленного на лапах (рис. 3.8). Греющая секция представляет собой обечайку с двумя приварными трубными досками, в которые вварены прямые стальные трубки $\varnothing 38 \times 2,5$ мм, образующие поверхность нагрева площадью 227,5 м² со стороны испаряемой воды. Между греющей секцией и корпусом испарителя имеется кольцевой проход шириной около 200 мм, по которому циркулирующая в испарителе вода направляется вниз. Внутри трубок греющей секции происходит парообразование и образующаяся пароводяная эмульсия движется вверх. Уровень воды в корпусе испарителя поддерживается в пределах 200—850 мм выше верхней границы греющей секции.

Для повышения качества получаемого дистиллята испаритель оборудуется двухступенчатой промывкой вторичного пара — сначала питательной водой, а затем — конденсатом. Паропромывочное устройство первой ступени выполняется либо в виде дырчатого листа, расположенного на высоте около 1200 мм над греющей секцией, на который подается питательная вода, либо (при высоком солесодержании исходной воды) в виде двухслойной набивки из колец. Нижний орошаемый слой набивки в этом случае располагается на высоте 1000 мм над греющей секцией и предназначен для промывки пара питательной водой. Верхний слой набивки не орошается и служит для улавливания влаги, уносимой со вторичным паром.

Паропромывочное устройство второй ступени (см. рис. 3.8) представляет собой дырчатый лист, на

который подается конденсат с расходом около 5% производительности испарителя. Оно расположено на 500—600 мм выше промывочного устройства первой ступени. Слой конденсата толщиной около 60 мм на листе обеспечивается его переливом в опускные трубы, концы которых выступают над листом. По опускным трубкам конденсат отводится в нижнюю часть водяного пространства корпуса испарителя. На 600 мм выше промывочного устройства второй ступени расположен сепаратор влаги.

По данным испытаний при общем солесодержании исходной воды 200—300 мг/кг, производительности испарителя 15—22 т/ч и при подаче конденсата на промывку с расходом 4,5—11,8% производительности испарителя содержание кремнекислоты в дистилляте равнялось 20 мкг/кг. Дистиллят должного качества может быть получен при солесодержании концентрата до 100 г/кг и при продувке 0,5—1% производительности испарителя. При орошаемой набивке качество дистиллята выше: содержание иона натрия составляет 1,0—6,5 мкг/кг против 9—20 мкг/кг в схеме с дырчатым листом. Давление греющего пара в испарителе равно 0,130—0,235 МПа, вторичного — около 0,078—0,117 МПа. По правилам технической эксплуатации (ПТЭ) качество дистиллята испарителей, предназначенных для восполнения потерь пара и конденсата, должно удовлетворять следующим нормам:

Соединения натрия в пересчете на Na, мкг/кг Не более 100
Свободная углекислота, мг/кг Не более 2

Выбор метода водоподготовки определяется типом ТЭС, потерями теплоносителя, типом котлов, начальными параметрами пара и качеством исходной сырой воды. В настоящее время химическое обессоливание природных вод считается экономически оправданным для электростанций с прямоточными котлами любых давлений при сред-

нем солесодержании исходной воды не более 3—4 мг-экв/кг (суммарное содержание сульфатных, хлоридных и нитратных ионов) и для станций с барабанными котлами при солесодержании исходной воды не выше 4—5 мг-экв/кг. Этот метод водоподготовки в настоящее время в СССР является основным для ГРЭС на давление свежего пара 10 МПа и выше и ТЭЦ на давление 14 МПа и более (65—75% установок). На электростанциях с прямоточными котлами на давление 25,5 МПа дополнительно предусматривается химическое обессоливание конденсата.

Применение испарителей до сих пор считалось целесообразным только при сильно минерализованных водах на электростанциях с прямоточными котлами любого давления, а при барабанных котлах — только с давления 10 МПа и выше при дешевом топливе. При использовании испарителей или обессоливании воды на электростанциях с барабанными котлами на давление 10—14 МПа можно отказаться от ступенчатого испарения, повышающего металлозатраты на котел и усложняющего эксплуатацию и ремонт, и от регулирования перегрева пара впрыском собственного конденсата.

Производительность водоподготовительной установки электростанции выбирается из расчета восполнения внутростанционных потерь в размере 2% паропроизводительности котлов, потерь с продувкой и потерь пара на производстве с запасом 20%.

3.4. Термическая деаэрация воды на ТЭС

Растворенные в воде агрессивные газы — кислород и уголекислота — могут вызывать коррозию стали, особенно питательного тракта и водяных экономайзеров котлов. Коррозия усиливается с повышением температуры и давления воды.

Растворенная в питательной воде уголекислота подразделяется на свободную (в виде газа) и связан-

ную (в виде бикарбонатов и карбонатов). Последняя сама по себе безвредна для стали, но в процессе термического разложения бикарбонатных и карбонатных ионов при высокой температуре образуется свободная двуокись углерода, которая с паром поступает в регенеративную систему турбин, где растворяется в конденсате и повышает его агрессивные свойства. Кислород и свободная уголекислота поступают в питательную воду с присосами воздуха в конденсатор и аппаратуру регенеративной системы, находящуюся под вакуумом, и с добавочной водой.

Правилами технической эксплуатации электростанций нормируется содержание растворенного в питательной воде кислорода. За деаэратором, до точки ввода гидразина (или сульфита натрия), оно должно быть не более 20 мкг/кг, если котлы рассчитаны на давление менее 10 МПа, и не более 10 мкг/кг, если котлы рассчитаны на давление 10 МПа и выше. Свободная уголекислота в воде после деаэратора должна отсутствовать, а показатель pH (при 25°C) питательной воды должен поддерживаться в пределах $9,1 \pm 0,1$. Вода для питания испарителей и паропреобразователей должна содержать растворенный кислород не более 20 мкг/кг. В подпиточной воде тепловых сетей при максимальной температуре сетевой воды 76—150°C содержание растворенного кислорода должно быть не более 50 мкг/кг.

Термическая деаэрация является основным методом удаления из воды растворенных газов. По закону Генри равновесная концентрация растворенного в воде газа, мкг/кг, пропорциональна парциальному давлению этого газа p_r над ее поверхностью и не зависит от присутствия других газов:

$$C_r = k_r p_r, \quad (3.14)$$

где k_r — коэффициент растворимости газа в воде, мкг/(кг·МПа), чис-

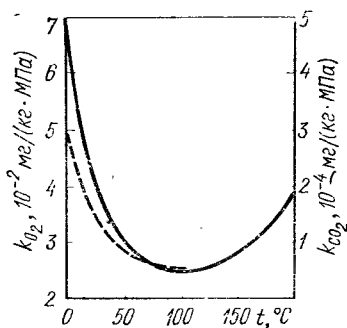


Рис. 3.9. Коэффициенты растворимости кислорода (—) и углекислого газа (---) в зависимости от температуры воды.

ленно равный равновесной концентрации при парциальном давлении 1 МПа (рис. 3.9).

Концентрацию растворенного в воде газа можно выразить через равновесное парциальное давление: $p_p = C_r / k_r$. Когда парциальное давление газа над поверхностью воды ниже равновесного ($p_r < p_p$), происходит десорбция (выделение) газа из раствора; если $p_r > p_p$, происходит адсорбция (поглощение) газа водой. При равенстве $p_r = p_p$ наступает состояние динамического равновесия. Таким образом, чтобы обеспечить удаление из воды растворенного в ней газа, надо понизить его парциальное давление в окружающем пространстве. Этого можно, в частности, достигнуть, заполняя пространство водяным паром. Процесс десорбции газа из раствора будет в этом случае сопровождаться подогревом воды до температуры насыщения. Движущей силой процесса десорбции газа является разность равновесного парциального давления газа в деаэрируемой воде и парциального давления его в паровой среде.

Быстрота и полнота процесса удаления газа из раствора зависит от скорости отвода выделяющегося газа из окружающего пространства, что необходимо для поддержания его парциального давления внутри деаэратора на минималь-

ном уровне, а также от площади поверхности контакта воды с паром на единицу количества деаэрируемой воды и температуры воды, оказывающей влияние на коэффициент k_r в формуле Генри. Кроме того, необходимо соблюдение в активной зоне деаэратора принципа противотока деаэрируемой воды и греющего пара.

Термические деаэраторы выполняют на электростанциях несколько функций: помимо деаэрации воды они служат для ее сбора, смешения, подогрева и хранения запаса деаэрированной питательной воды.

В энергетике применяется много типов деаэраторов, их можно классифицировать по рабочему давлению, по способу подвода греющего пара и по способу дробления потока воды.

По рабочему давлению деаэраторы подразделяются на вакуумные, атмосферные и повышенного давления.

В вакуумных деаэраторах давление ниже атмосферного и для отсоса выделяющихся из воды газов требуется эжектор. Имеется опасность повторного «заражения» воды кислородом вследствие присоса воздуха из атмосферы в тракт между деаэратором и установленным после него насосом. Вакуумные деаэраторы применяются в случаях, когда требуется деаэрировать воду при температуре ниже 100°C (подпиточную воду тепловых сетей, воду в тракте химической водоподготовки). К ним следует причислить деаэрационные приставки конденсаторов и сетевых подогревателей.

Атмосферные деаэраторы работают с небольшим избытком внутреннего давления над атмосферным (0,02 МПа), необходимым для эвакуации выделяющихся из воды газов. Температура деаэрированной воды здесь составляет около 104°C . Преимуществом деаэраторов является минимальная необходимая тол-

щина стенки колонки, где происходит процесс деаэрации, и аккумуляторного бака для хранения запаса деаэрированной воды (экономия металла). В настоящее время атмосферные деаэраторы применяются главным образом для деаэрации добавочной воды ТЭС, питательной воды испарителей и подпиточной воды теплосети.

Деаэраторы повышенного давления (обычно $p_d = 0,6-0,7$ МПа) применяются для деаэрации питательной воды энергетических котлов на ТЭС с начальным давлением пара 10 МПа и выше. В этом случае сокращается количество последовательно включенных ПВД в регенеративной системе до двух-трех, что удешевляет регенеративную установку и повышает ее надежность. При вынужденном отключении ПВД температура питательной воды котлов в этом случае падает не столь резко, как при деаэраторах атмосферного давления (лишь до 158—164 °С против 104 °С).

По способу подвода греющего пара различают деаэраторы перегретой воды, барботажные и смешивающие.

В деаэраторах перегретой воды пар поступает сначала в предвключенный поверхностный подогреватель, где вода, подлежащая последующей деаэрации, нагревается до температуры, превышающей на 5—10 °С температуру насыщения при давлении в деаэраторе. Чтобы вода в подогревателе не закипела, давление воды должно быть на 0,2—0,3 МПа выше, чем в деаэраторе. При вводе в деаэратор давление воды снижается и вода вскипает, выделяя пар, который заполняет колонку. Принцип предварительного перегрева с последующим вскипанием воды способствует улучшению качества деаэрации. Однако деаэраторы перегретой воды сложны по конструкции, недостаточно надежны, трудно регулируются и поэтому в настоящее время в энергетике СССР не применяются.

Полезный для термической деаэрации принцип предварительного перегрева воды с последующим вскипанием реализуется в деаэраторах барботажного типа, все более широко применяющихся в энергетике. В них пар вводится под уровень воды в аккумуляторе или в промежуточной емкости, располагаемой в колонке. За счет гидростатического подпора вводимый в слой воды пар имеет несколько повышенное давление по сравнению с давлением в паровом пространстве колонки. При контакте с водой в глубине слоя пар нагревает ее до температуры, превышающей температуру насыщения у поверхности. При движении увлекаемой пузырьками пара воды вверх барботажного отсека вода вскипает и интенсивно выделяет растворенные газы.

Будучи компактными, барботажные устройства обеспечивают хорошее удаление из воды растворенного кислорода и не допускают его по-

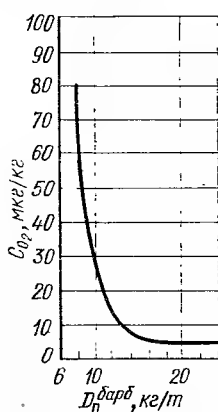


Рис. 3.10.

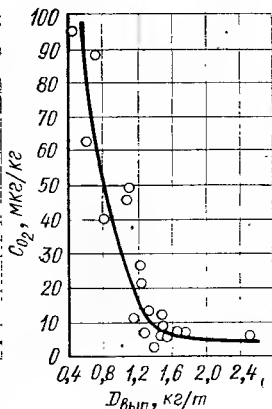


Рис. 3.11.

Рис. 3.10. Зависимость глубины деаэрации (остаточной концентрации растворенного в воде кислорода) от относительного расхода пара на барботаж $D_{п\text{барб}}$ для деаэратора ДСП-800 с барботажной приставкой в баке-аккумуляторе.

Рис. 3.11. Зависимость остаточной концентрации растворенного в воде кислорода от относительного расхода выпара $D_{вып}$ для струйного смешивающего деаэратора (кружки — экспериментальные точки; линия — обобщающая кривая).

падания в питательную воду при резком возрастании расхода воды через аппарат. Устройства обеспечивают удаление из воды свободной двуокиси углерода, а также термическое разложение связанной углекислоты NaHCO_3 . К недостаткам барботажных деаэраторов относят опасность заброса воды в турбину из деаэратора по паропроводу отбора греющего пара при резких сбросах нагрузки и повышенное давление требующегося пара. Опасность заброса воды можно уменьшить, применяя малоемкие барботажные тарелки в колонке. Для эффективной работы барботажных устройств относительный расход пара на барботаж должен быть около 14—15 кг на тонну деаэрируемой воды (рис. 3.10).

В деаэраторах *смешивающего типа* греющий пар вводится в нижнюю часть колонки, заполняя ее, а вода — в ее верхнюю часть. Поток воды дробится на капли, струи или пленки для увеличения поверхности контакта с паром и движется навстречу ему сверху вниз. Выделяющиеся из воды газы (O_2 , CO_2 , N_2 и др.) удаляются через линию выпара, расположенную в верху колонки.

Вместе с газами из колонки деаэратора удаляется некоторое количество пара, вызываемое *выпаром*. Выпар обуславливает дополнительную потерю теплоты и теплоносителя и из этих соображений должен быть минимальным.

От относительного расхода выпара существенно зависит качество деаэрации воды в деаэраторе любого типа: существует некоторый минимальный относительный расход выпара (рис. 3.11), ниже которого начинается резко возрастать содержание растворенного кислорода в деаэрированной воде. В то же время увеличение расхода выпара сверх этого значения мало влияет на качество деаэрации воды, поэтому чрезмерное увеличение выпара бесполезно для работы деаэратора и лишь увеличивает потерю теплоты и теплоно-

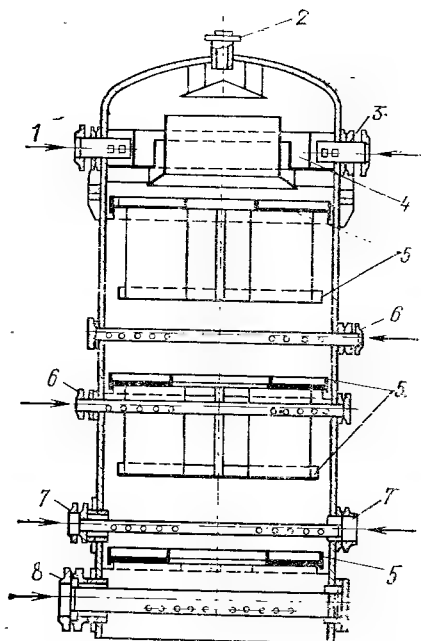


Рис. 3.12. Вертикальная цилиндрическая колонка струйно-капельного деаэратора с дырчатыми тарелками.

1 — патрубок для подвода основного конденсата; 2 — патрубок для отвода выпара; 3 — патрубок для подвода конденсата сетевых подогревателей; 4 — смеситель; 5 — дырчатые тарелки; 6 — патрубок для подвода дренажа из ПВД; 7 — патрубок подвода пара от уплотнений штоков клапанов и от расширителей дренажей; 8 — подвод греющего пара из отбора турбины.

сителя. Оптимальный относительный расход выпара составляет 1,5—2 кг на 1 т деаэрируемой воды, а при наличии в исходной воде значительного количества свободной или связанной углекислоты — 2—3 кг на 1 т деаэрируемой воды.

Деаэраторы смешивающего типа (рис. 3.12 и 3.13) просты по конструкции и надежны в работе, но не обеспечивают качественной деаэрации питательной воды, требующейся для современных ТЭС. По способу дробления потока воды различают сопловые, струйные и пленочные деаэраторы. Барботажные деаэраторы в этом отношении занимают особое место, поскольку там дробится поток пара, а не вода.

Сопловые устройства, дробящие воду на капли, применялись в деаэраторах перегретой воды. Устройст-

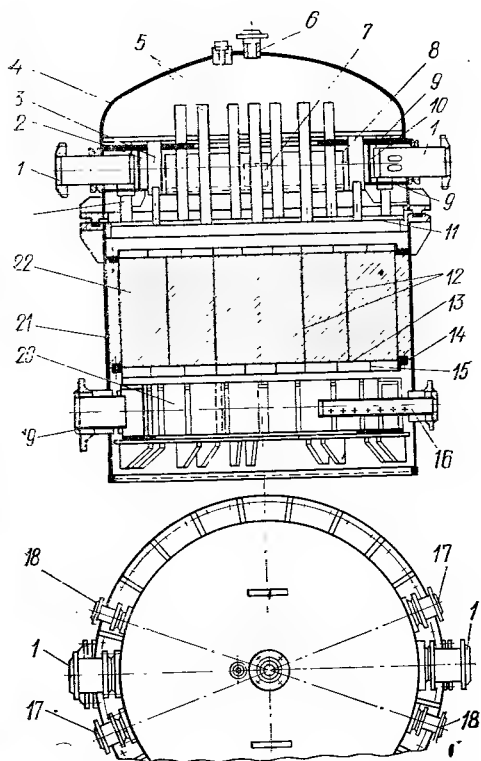


Рис. 3.13. Вертикальная колонка пленочного деаэратора с неупорядоченной насадкой.

1 — штуцер подвода основного конденсата турбины; 2 — смеситель; 3 — патрубки в смесительном устройстве для отвода пара с периферии колонки; 4 — крышка колонки; 5 — патрубки в водораспределительной камере для отвода пара; 6 — штуцер отвода пара; 7 — прямоугольные отверстия для выхода воды; 8 — перегородка; 9 — горизонтальные листы; 10 — цилиндрическая перегородка; 11 — дырчатая тарелка; 12 — обечайка; 13 — сетка с фиксированной ячейкой; 14 — кольцо; 15 — решетка; 16 — патрубок подвода пара от штоков клапанов; 17 — патрубок подвода химической очищенной воды; 18 — патрубок подвода дистиллята из испарителей; 19 — патрубок подвода греющего пара; 20 — парораспределитель; 21 — корпус колонки деаэратора; 22 — насадка.

ва ненадежны в работе вследствие коррозии, отложений и трудностей регулировки пружинных распылителей.

Струйные деаэраторы могут выполняться с переливными корытами или с дырчатыми тарелками. Следует заметить, что вытекающие из отверстий в тарелках струи воды на расстоянии 200—400 мм от устьев отверстий распадаются на капли. Отверстия в тарелках имеют диаметр 4—7 мм, а расстояния по высоте между соседними тарелками 300—500 мм. Деаэраторы с дырчатыми тарелками (рис. 3.12) в прошлом широко применялись на ТЭС, однако они

требовали сооружения высоких колонок с 5—10 последовательными тарелками и, несмотря на это, не обеспечивали высококачественной деаэрации, необходимой для питательной воды современных котлов. Производительность на единицу площади горизонтального сечения колонки была ограниченной и для крупных блоков приходилось устанавливать на аккумуляторных баках несколько колонок.

Пленочные деаэраторы просты в изготовлении и компактны в вертикальном направлении. Различают деаэраторы с упорядоченной и с неупорядоченной насадкой. Первая может выполняться в виде вертикальных или наклонных пакетов из плоских или гофрированных стальных листов или в виде пакетов вертикальных отрезков концентрических труб. В качестве неупорядоченной насадки чаще всего применяются омегаобразные тела или стальные кольца размером около 30×30 мм, загружаемые россыпью на металлическую сетку, опирающуюся на ребристую решетку, и накрытые сверху другой сеткой (рис. 3.13). Вода подается сверху через водораспределитель на насадку, орошает ее и пленками стекает по поверхности насадки вниз. Пар поступает в колонку через парораспределитель ниже слоя насадки и направляется через имеющиеся между элементами насадки промежутки вверх навстречу потоку воды.

Пленочные деаэраторы малочувствительны к загрязнению накипью, шламом и окислами железа. При выполнении насадки из нержавеющей стали дополнительное загрязнение воды окислами железа после деаэратора невелико. Деаэраторы пленочного типа довольно широко применялись на энергоустановках для деаэрации подпиточной воды тепловых сетей и питательной воды котлов. В настоящее время от них отказались по следующим причинам: а) большая чувствительность к перегрузкам, приводящим к обращенному движению воды и к гидравлическим ударам; б) недостаточная удельная пропускная способность на единицу площади поперечного сечения колонки, приводящая к необходимости установки большого количества параллельных колонок на крупных энергоблоках; в) неустойчивость насадочного слоя, возможность его смещения под динамическим воздействием пара и воды, что приводило к гидравлическим и тепловым перекосам, к смятию насадки, уменьшению ее удельной поверхности и к некачественной деаэрации воды.

В настоящее время для обеспечения требующейся глубокой термической деаэрации воды на крупных блоках начали применяться двухступенчатые деаэраторы. В качестве первой ступени используются дырчатые тарелки (деаэрация в струях), а второй — паровой барботаж

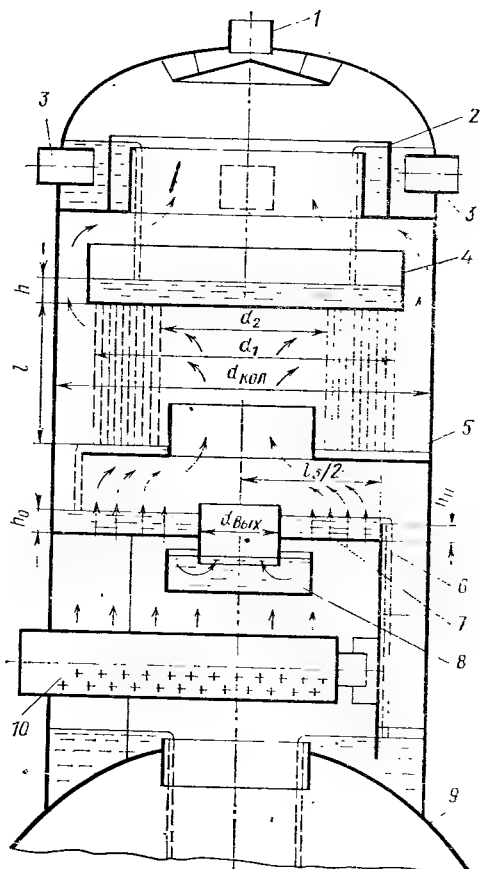


Рис. 3.14. Схема устройства деаэрационной колонки струйно-барботажного типа ДСП-1000.

1 — патрубок выпара; 2 — водораспределитель; 3 — патрубки подвода воды; 4 — струйная тарелка; 5 — переливная тарелка; 6 — сливное устройство; 7 — барботажная тарелка; 8 — пароперепускное устройство; 9 — аккумуляторный бак деаэратора; 10 — парораспределительный коллектор с отверстиями.

на тарелках в колонках. От использования затопленной в аккумуляторном баке дополнительной барботажной ступени отказались из-за усложненной конструкции, трудностей обслуживания и ремонта, сложности регулирования расхода пара на барботаж, необходимости иметь сторонний источник пара на барботаж или специальную защиту против заброса воды в турбину при резких сбросах нагрузок.

Некоторое время для крупных блоков применялись струйно-барботажные деаэраторы с горизонтальной колонкой. Их недостатками были стесненное расположение та-

релок ввиду ограничений по высоте и чувствительность к отклонениям от горизонтали при установке тарелок, что приводило к гидравлическим и тепловым перекосам и к ухудшению качества деаэрации.

В то же время проведенные испытания показали для барботажных тарелок наличие больших резервов по производительности при условии их оптимальной загрузки по пару. Принято решение вернуться к вертикальным колонкам, разработаны и испытаны новые деаэраторы со встроенными в колонку компактными барботажными устройствами, не нуждающимися в паре от постороннего источника. Поскольку барботажные устройства способны эффективно работать лишь в узком диапазоне паровых нагрузок, предложено при больших тепловых нагрузках байпасировать избыток греющего пара в зону массовой конденсации помимо барботажного устройства к струйному отсеку. Последний в этом деаэраторе служит лишь для нагрева воды до температуры, близкой к насыщению, и для грубой предварительной деаэрации воды.

После успешных испытаний деаэрационных колонок этого типа разработана новая струйно-барботажная колонка ДСП-1000 (рис. 3.14), которая первоначально предназначалась для блоков мощностью 300 МВт, а в дальнейшем стала поставляться и для блоков мощностью 500 МВт. Горизонтальные колонки сняты с производства.

Колонке ДСП-1000 присущи следующие особенности:

основная роль в процессе деаэрации возложена на барботажную ступень, встроенную в колонку, а предвключенный струйный отсек предназначен лишь для интенсивной конденсации пара, прошедшего через барботажный слой; на барботажный участок подается строго оптимальное количество пара, что устанавливается автоматически с помощью гидростатического саморегулирующегося пароперепускного устройства.

В оснастку деаэраторов входит охладитель выпара, где конденсируется пар, удаляемый из верхней части колонки вместе с неконденсирующимися газами для ее вентиляции.

Теплота выпара используется для подогрева какого-либо потока воды на станции. Температура охлаждающей воды на входе в охладитель выпара должна быть не выше 60—70°C. Конденсат выпара сливается в один из дренажных баков и возвращается в цикл электростанции. Для ограничения расхода выпара у деаэраторов повышенного давления на линиях выпара устанавливают шайбы. При параллельной установке нескольких деаэраторов недопустимо их объединение по линиям выпара с применением общего охладителя: в этом случае возможен переток неконденсирующихся газов из одного деаэратора в другой с ухудшением работы последнего.

Другими элементами оснастки деаэраторов являются регуляторы давления и уровня воды и регуляторы перелива. Назначение регулятора давления, воздействующего на клапан подачи греющего пара в колонку с импульсом по давлению в деаэраторе, — поддержание постоянства давления в деаэраторе, что необходимо для обеспечения высококачественной деаэрации воды. Греющий пар поступает из отбора турбины. Обычно этот отбор не является регулируемым и давление в нем изменяется с нагрузкой. Чтобы обеспечить постоянство необходимого давления в деаэраторе в некотором интервале нагрузок турбины, необходимо иметь в отборе некоторый запас давления. При дальнейшем снижении нагрузки и давления в отборе питание деаэратора паром переключается на отбор более высокого давления.

Чтобы при такой схеме питания деаэратора паром обеспечить должное использование пара отбора на регенерацию, деаэратор подключают к отбору параллельно с регенеративным подогревателем высокого давления, куда поступает недросселированный пар из отбора без снижения своей греющей способности. Эта схема называется схемой включения деаэратора без энергетиче-

ских потерь. В настоящее время обсуждается вопрос о возможности работы деаэраторов на скользящем давлении, однако практического опыта работы по такой технологии имеется недостаточно.

Регулятор уровня воды предназначен для поддержания в аккумуляторном баке деаэратора постоянного уровня воды приблизительно на $3/4$ высоты (диаметра) бака. Регулятор уровня обычно воздействует на поток добавочной воды, восполняющей потери в системе. Добавочная вода не обязательно подается непосредственно в деаэратор: она может поступать в тракт основного конденсата в точку, где температура близка к температуре добавочной воды.

На новых установках добавочная вода подается в конденсатор турбины, и тогда предусматривается установка двух регуляторов уровня: один поддерживает постоянный уровень конденсата в конденсаторе турбины и воздействует на поток добавочной воды, второй поддерживает постоянство уровня в деаэраторе и воздействует на поток основного конденсата.

Назначение регулятора перелива — сброс излишков воды из деаэратора при повышении уровня сверх допустимого значения.

Резерв питательной воды в аккумуляторных баках деаэраторов ранее нормировался в размере 30-минутного запаса при работе электростанции с полной нагрузкой. В дальнейшем, с ростом единичных мощностей установок, объем нормируемого запаса питательной воды был уменьшен до 5-минутного расхода, поскольку с увеличением потребления питательной воды становится невозможным создать аккумуляторные баки столь большой вместимости. В этом случае на электростанциях предусматривается запас холодного конденсата в баках под атмосферным давлением, снабженных перекачивающими насосами.

При параллельной установке нескольких аккумуляторных баков для выравнивания в них уровня воды применяют систему водяных и паровых уравнительных линий.

Современные конденсаторы регенеративного типа с минимальным паровым сопротивлением и высокой воздушной плотностью при правильно выбранных эжекторах для отсоса паровоздушной смеси и при отсутст-

вии переохлаждения конденсата выдают конденсат с малым содержанием растворенного кислорода. Содержание кислорода в конденсате можно дополнительно снизить посредством деаэрации в барботажной приставке конденсатосборника, куда для этой цели подводится пар из нижнего регенеративного отбора турбины.

Глава четвертая

СПОСОБЫ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ПОТРЕБИТЕЛЯМ ОТ ТЭЦ

4.1. Технологическая тепловая нагрузка

Известны три способа отпуска технологического пара с промышленной ТЭЦ: непосредственно из отбора или выхлопного патрубка турбины с противодавлением, из котла через РОУ и из отбора турбины через паропреобразователь. Первый способ наиболее прост и не требует дополнительного оборудования, кроме паропровода к потребителю и насоса с трубопроводом для перекачки обратного конденсата. Необходимое давление пара в отборе турбины в этом случае определяется требующимся давлением у потребителя и сопротивлением паропровода. Второй способ — отпуск редуцированного острого пара через РОУ — применяется в дополнение к отбору из турбины при большом потреблении пара, не обеспечиваемом последней, или при выходе из строя турбины с отбором пара. Отпуск пара через РОУ неэкономичен и допустим только в исключительных случаях.

На промышленных ТЭЦ в случаях, когда не представляется возможным экономично возместить значительные потери пара и конденсата у внешних технологических потребителей химочищенной добавочной водой ввиду высокой жесткости исходной сырой воды, применяются паро-

преобразователи для снабжения тепловых потребителей вторичным паром. Обычно это оправдывается при повышенном солесодержании в исходной сырой воде (суммарное содержание сульфатных, хлоридных и нитратных ионов более 5 мг-экв/кг) на электростанциях высокого и сверхкритического давления.

Паропреобразователь по конструкции и по принципу действия аналогичен испарителю, но вырабатываемый в нем вторичный пар направляется в основном к внешнему технологическому потребителю. На электростанции сохраняется конденсат первичного пара из отбора турбины и обеспечивается питание котлов высококачественной водой независимо от размеров внешних потерь.

Схема с паропреобразователями имеет свои недостатки. Основной — необходимость поддерживать в отборе более высокое давление, чем при непосредственной отдаче потребителю пара из отбора. Это объясняется температурным напором в паропреобразователе, требующимся для передачи тепла от конденсирующегося греющего пара к испаряемой воде и составляющим не менее 10—12 °С. В результате недопроизводится электроэнергия на тепловом потреблении и понижается экономичность ТЭЦ. Другим недостатком схемы с паропреобразовательной ус-

тановкой является ее высокая стоимость. Кроме того, возрастают эксплуатационные расходы станции на обслуживание и ремонт паропреобразователей.

При начальном давлении пара на современных ТЭЦ 13 МПа и выше в качестве метода химводоподготовки для основного контура может быть рекомендовано только химическое обессоливание воды. Поэтому надо сравнивать по расчетным затратам установку с паропреобразователями и с глубоким химобессоливанием воды. При дешевом топливе расчетные затраты для варианта с паропреобразователями могут оказаться меньше, так как годовые издержки для варианта обессоливающей установки достаточно велики, особенно при низком качестве исходной воды.

4.2. Системы теплоснабжения

В СССР широко распространены ТЭЦ с отпуском теплоты на отопление из отборов турбин. Теплофикационная нагрузка ТЭЦ включает расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий и на горячее водоснабжение.

В зависимости от вида теплоносителя различают паровые и водяные системы теплоснабжения. Для отопления зданий в СССР, как правило, применяют воду и очень редко пар. Вода обладает рядом преимуществ по сравнению с водяным паром, позволяет переносить теплоту на большие расстояния (до 10 км и более) с небольшим понижением температуры, которое обусловлено только тепловыми потерями в окружающую среду; при надлежащей изоляции теплопроводов эти потери можно свести к минимуму. При использовании пара снижение температуры теплоносителя происходит значительно интенсивнее, так как оно связано с понижением давления пара вследствие гидравлического сопротивления теплопровода: поскольку пар в магистрали вскоре становится влажным, его температура опреде-

ляется температурой насыщения. По этим причинам при применении в качестве теплоносителя воды требуется меньшее давление пара в отборе турбины для обеспечения заданной температуры теплоносителя у потребителя. Другим недостатком паровых систем отопления является их усложнение устройствами для сбора и возврата конденсата.

Кроме того, при использовании воды в качестве теплоносителя проще организовать централизованное регулирование отпуска теплоты. Для водяной отопительной системы меньше расходуется металла и ниже капитальные затраты на теплотсеть, потери теплоносителя и эксплуатационные расходы. Водяные отопительные системы имеют большую аккумулирующую способность и лучше в санитарно-гигиеническом отношении, так как в отопительных батареях у потребителей можно поддерживать умеренную температуру теплоносителя (не выше 80—90 °C).

Воду нагревают в пароводяных теплообменниках ТЭЦ в основном паром из отборов теплофикационных турбин или выхлопного патрубка турбин с противодавлением и подают насосами по трубопроводам горячей воды к потребителям; после охлаждения в отопительных установках вода возвращается на ТЭЦ.

Система трубопроводов горячей и охлажденной воды образует *тепловую сеть*. Соответственно воду, циркулирующую по тепловой сети, называют *сетевой водой*, насосы — *сетевыми насосами*, а пароводяные теплообменники — *сетевыми подогревателями (бойлерами)*.

Трубопроводы, по которым подается к потребителям нагретая вода, называются *подающими*, а те, по которым охлажденная вода возвращается на ТЭЦ, — *обратными*.

Устройства теплосети, обслуживающие отдельные здания, называются *абонентскими вводами*, *местными тепловыми пунктами* или *местными тепловыми подстанциями* (для групп зданий).

В зависимости от количества линий для теплоснабжения потребителей различают одно-, двух-, трех- и многотрубные водяные отопительные системы. Наиболее простой системой является однотрубная. Она применяется, когда горячая вода полностью используется у абонентов — сначала для отопления, а затем, частично охлажденная, для горячего водоснабжения. Однако, однотрубная система может использоваться, лишь когда расход сетевой воды на отопление и вентиляцию помещений равен ее расходу на горячее водоснабжение. Область применения однотрубных систем ограничена, так как в большинстве районов СССР потребность в горячей воде для бытовых нужд значительно меньше, чем расход сетевой воды на отопление. Наиболее распространены двухтрубные водяные системы, где теплосеть состоит из двух линий: подающей и обратной. По подающей линии горячая вода подводится от ТЭЦ к абонентам, а по обратной охлажденная вода возвращается на станцию.

Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения основывается на технико-экономических расчетах и зависит от вида тепловой нагрузки. Если последняя состоит только из отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, обычно применяется двухтрубная водяная система. Если в районе имеется также небольшая технологическая нагрузка, требующая тепла повышенного потенциала, предпочтительна трехтрубная система: две линии подающие, а третья — обратная. К каждой подающей линии присоединяются одинаковые по потенциалу и режиму потребители. В промышленных районах обычно к одной подающей линии присоединяются отопительные и вентиляционные установки, а к другой — технологические установки и горячее водоснабжение. При таком решении более эффективно используется пар из отбора низкого давления турбины. Если в районе основной является

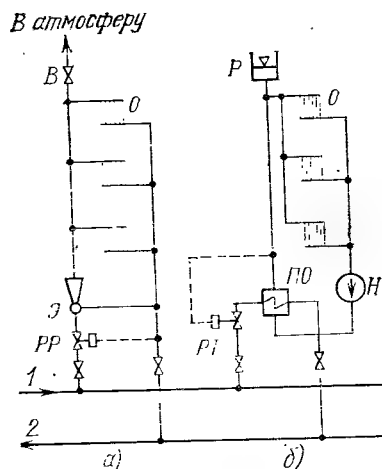


Рис. 4.1. Схемы присоединения абонентских отопительных установок к теплосети. а — зависимая (со струйным элеватором); б — независимая (с циркуляционным насосом).

ся технологическая нагрузка повышенного потенциала, в качестве теплоносителя обычно используется пар. Серьезное значение имеет правильный выбор параметров теплоносителя: повышение температуры приводит к уменьшению диаметра теплосети и расходов на перекачку воды, но снижается выработка электроэнергии на тепловом потреблении.

В двухтрубных системах применяются две схемы присоединения абонентских отопительных установок к теплосети: зависимая и независимая (рис. 4.1).

При *зависимой* схеме вода из теплосети непосредственно поступает в приборы *O* абонентской установки, при *независимой* проходит через теплообменник *ПО*, в котором нагревается вторичный теплоноситель, используемый в абонентской установке.

При *зависимой* схеме присоединения давление в абонентской установке зависит от давления в сети; оборудование абонентского ввода по сравнению с *независимой* схемой проще и дешевле, может быть получен больший перепад температур сетевой воды в абонентской установ-

ке, меньше расход теплоносителя из сети, что приводит к уменьшению диаметра труб сети, к экономии начальной стоимости и эксплуатационных расходов. Недостатками зависимой схемы являются жесткая гидравлическая связь отопительных приборов абонентской установки и теплосети, усложнение эксплуатации ввиду ограничения пределов допустимых режимов работы и несколько пониженная надежность системы. Известно несколько вариантов зависимых схем.

Широкое распространение в СССР получила предложенная в 1931 г. проф. В. М. Чаплиным зависимая схема присоединения отопления со струйным насосом-элеватором Э (рис. 4.1,а). По санитарным нормам максимальная температура поступающей в отопительные приборы воды не должна превышать 95°C, а в подающей магистрали она обычно выше и может достигать 150°C. Поэтому на абонентском вводе устанавливается смесительное устройство (элеватор), где к горячей воде подмешивается охлажденная вода из обратной магистрали.

Вода из подающей магистрали через клапан регулятора расхода РР поступает непосредственно в отопительную систему здания и проходит через элеватор Э в отопительные приборы О. Для заполнения системы имеется воздушный кран В. Для работы элеватора надо иметь на абонентском вводе разность давлений между подающей и обратной линиями около 0,08—0,15 МПа. Элеватор создает практически постоянный коэффициент инжекции (отношение расходов инжектируемого и инжектирующего потоков), поэтому расход воды в местной отопительной установке изменяется прямо пропорционально расходу сетевой воды через сопло. Преимущества схемы с элеватором — простота оборудования и его обслуживания и надежность; недостаток — зависимость циркуляции в местной системе от гидрорежима теплосети.

На рис. 4.1,б показана независимая схема присоединения отопительной установки. Вода из подающей магистрали теплосети 1 поступает в водо-водяной теплообменник П/О, где нагревает вторичную воду, циркулирующую в отопительной установке абонента. Охлажденная сетевая вода возвращается в обратную магистраль 2. Циркуляция воды в местной системе осуществляется насосом Н. Изменение объема воды в местной системе при ее нагреве и охлаждении и вследствие утечки компенсируется за счет изменения уровня воды в расширительном резервуаре Р. Регулятор температуры РТ в зависимости от темпера-

туры воды в местной системе на выходе из подогревателя П/О изменяет расход сетевой воды через подогреватель. Независимая схема с насосом применяется в высотных зданиях, чтобы не ставить под высокое давление всю теплосеть.

Водяные системы по способу горячего водоснабжения подразделяют на закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые).

В закрытых системах вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель и из сети не отбирается.

В открытых системах циркулирующая вода частично или полностью разбирается у абонентов для горячего водоснабжения.

При закрытой системе горячего водоснабжения вода для бытовых потребителей поступает из сети питьевого водопровода и нагревается в водо-водяных подогревателях сетевой водой. В открытой системе при непосредственном водоразборе к бытовым потребителям отводится смесь воды из подающей и обратной сетевых магистралей, ввиду чего потери ее в теплосети резко возрастают от 1—2 до 20—40% расхода сетевой воды. Несмотря на это открытая система энергетически выгоднее, так как потери воды в системе восполняются холодной водой, для подогрева которой на ТЭЦ можно эффективно использовать теплофикационные отборы пара пониженного давления.

К недостаткам открытых систем относится необходимость устройства на ТЭЦ мощной водоподготовки для подпиточной воды (умягчение, деаэрация, удаление шлама). Остаточная карбонатная жесткость подпиточной воды должна быть не более 0,7 мг-экв/кг, а содержание растворенного кислорода менее 50 мкг/кг. В закрытой системе теплоснабжения появляется возможность использования для подпитки теплосети продувочной воды котлов, содержащей ионы PO_4^{3-} . Остаточная жесткость этой воды не должна превышать 0,1 мг-экв/кг.

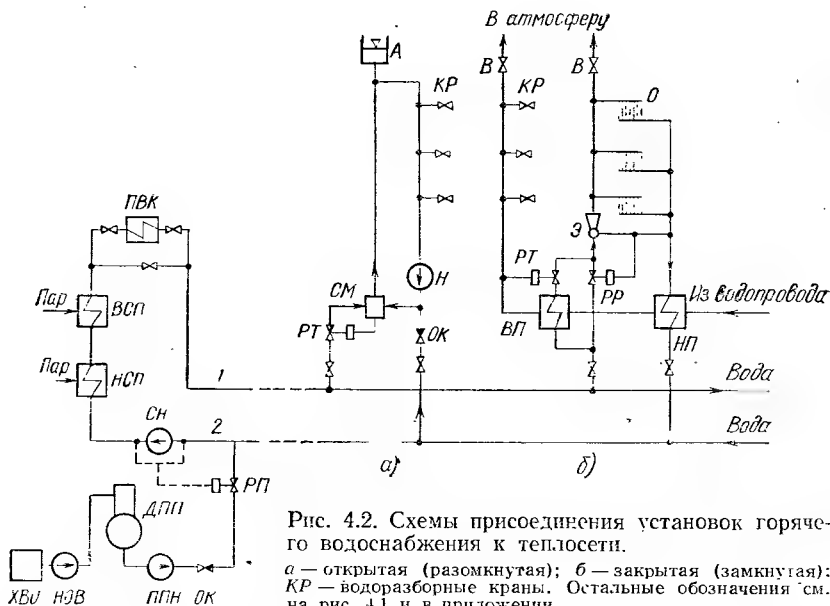


Рис. 4.2. Схемы присоединения установок горячего водоснабжения к теплосети.

а — открытая (разомкнутая); б — закрытая (замкнутая); КР — водоразборные краны. Остальные обозначения см. на рис. 4.1 и в приложении.

На рис. 4.2,а изображена открытая схема горячего водоснабжения. Из подающей линии теплосети 1 вода поступает через клапан регулятора температуры РТ в смеситель СМ. Сюда же поступает часть воды после насоса Н из водоразборного контура с кранами КР и вода из обратной магистрали 2. Регулятор температуры РТ поддерживает в смесителе постоянную температуру приблизительно 60°C. Из смесителя вода поступает в водоразборный контур — местную систему горячего водоснабжения. На трубе от обратной магистрали установлен обратный клапан ОК, препятствующий перетеканию воды из подающей магистрали в обратную. Для выравнивания графика нагрузки горячего водоснабжения устанавливается аккумулятор горячей воды А (в данной схеме он расположен наверху здания). Зарядка верхнего аккумулятора осуществляется под напором воды в теплосети, а разрядка — под его статическим напором. Открытая схема горячего водоснабжения позволяет использовать для горячего водоснабжения сбросные теплые воды ТЭЦ с температурой 15—30°C (охлаждающую воду конденсаторов, топочных панелей и др.).

На рис. 4.2,б показан вариант закрытой схемы горячего водоснабжения, предложенный ВТИ, МЭИ и Теплосетью Мосэнерго. Здесь применен двухступенчатый последовательный подогрев воды для горячего водоснабжения. Благодаря этому наряду с выравниванием суточного графика тепловой нагрузки значительную долю нагрузки горячего водоснабжения удается удовлетворить за счет теплоты, возвращающейся из местной системы в обратную магистраль 2 сетевой воды.

Сетевая вода из подающей магистрали разветвляется на два потока: один поток идет через регулятор расхода РР, а другой — через водо-водяной верхний подогреватель ВП и регулятор температуры РТ. Сетевая вода после верхнего подогревателя смешивается с потоком воды, идущей через регулятор расхода, и общий поток воды поступает через элеватор Э в отопительную установку. Обратная вода после отопительной установки проходит через водо-водяной нижний подогреватель НП, где подогревает холодную воду из водопровода. Если температура воды после нижнего подогревателя достаточна для потребителей, в верхнем подогревателе она не подогревается и вся сетевая вода идет в элеватор через регулятор расхода, минуя верхний подогреватель.

При любом положении клапана регулятора температуры РТ расход сетевой воды на абонентских вводах практически остается постоянным. Это обеспечивается регулятором расхода РР, поддерживающим практически постоянный перепад давлений в сопле элеватора, через который проходит весь расход сетевой воды на абонентский ввод: при увеличении расхода воды через верхний подогреватель, вызванном действием регулятора температуры, регулятор расхода прикрывается, а при снижении открывается.

В летнем режиме верхний и нижний подогреватели включаются в работу последовательно помимо отопительной установки через специальную перемычку, не показанную на рис. 4.2,б. В часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения, когда почти вся вода пропускается через верхний подогреватель, снижается температура

тура воды перед элеватором и недодается тепла на отопление. Недодача компенсируется в периоды малой нагрузки горячего водоснабжения.

В нижнем подогревателе для горячего водоснабжения используется значительное количество теплоты обратной сетевой воды. Благодаря этому температура обратной сетевой воды ниже, что позволяет использовать для ее подогрева на ТЭЦ пар более низкого давления, вследствие чего увеличивается экономичность последней. Преимуществом данной схемы является также выравнивание суточного графика тепловой нагрузки и лучшее использование теплоносителя, что приводит к снижению расхода воды в теплосети.

Преимуществами закрытых схем горячего водоснабжения являются стабильное качество горячей воды, одинаковое с водопроводной водой (по отсутствию запаха, цвету и санитарным качествам); простота санитарного контроля благодаря короткому пути водопроводной воды от ввода в здание до водоразборных кранов; простота контроля герметичности теплосети по расходу подпитки и стабильность гидравлического режима теплосети благодаря постоянству расхода воды в обратной линии, чем упрощается эксплуатация.

К недостаткам закрытых систем горячего водоснабжения относятся усложнение оборудования и эксплуатации абонентских вводов из-за необходимости иметь водо-водяной подогреватель, из-за выпадения накипи в подогревателях и трубопроводах местной системы по причине карбонатной жесткости водопроводной воды и коррозии местных систем и теплообменников ввиду отсутствия деаэрации водопроводной воды.

Выбор закрытой или открытой системы в значительной мере определяется качеством (составом) исходной сырой воды, которой располагает ТЭЦ. Так, в Москве, где вода имеет повышенное содержание примесей, применяется закрытая система, а в Ленинграде, где исходная вода р. Невы мягкая, с малым содержанием солей, применяют открытую систему горячего водоснабже-

ния. По энергетическим показателям и начальным затратам современные двухтрубные закрытые и открытые системы практически равноценны.

В районах с большой нагрузкой горячего водоснабжения иногда может быть оправдано применение открытой системы с одноструйным транзитом и двухтрубной распределительной сетью. В большинстве крупных городов СССР в тепловых сетях преобладают закрытые системы.

4.3. Сетевые подогревательные установки

Сетевые подогревательные установки служат для подогрева сетевой воды паром из отборов турбин на ТЭЦ. В типовой схеме сетевой подогревательной установки, используемой у турбин Т-100-130, Т-175-130, ПТ-135-130 и Т-250/300-240, предусматривается применение многоступенчатого подогрева сетевой воды и двух регулируемых отборов пара — нижнего и верхнего. Схемы конкретных установок различаются лишь в деталях. В турбоустановках типа Т-250/300-240, как и в других упомянутых выше теплофикационных турбоустановках, предусмотрен теплофикационный пучок в конденсаторе для предварительного подогрева сетевой воды. Однако ПО ТМЗ не разрешает включать его в работу из опасений чрезмерного повышения температуры металла лопаток последней ступени турбины, имеющих здесь большую длину (950 мм). Вместо этого для предварительного подогрева сетевой воды предусмотрено использование пара из уплотнений турбины. Для покрытия пиков теплофикационной нагрузки и в качестве резерва во всех случаях предусматриваются пиковые водогрейные котлы на жидком или газовом топливе, включенные как верхняя ступень подогрева сетевой воды.

Рассмотрим схему подогрева сетевой воды турбоустановки Т-100-130 (рис. 4.3). В качестве первой ступени подогрева используются встроен-

ка турбина переводится на работу с ухудшенным вакуумом и работает при этом по тепловому графику нагрузки с минимальным (вентиляционным) пропуском пара в конденсатор.

Одновременный пропуск сетевой воды через встроенный пучок и циркуляционный через основную поверхность конденсатора не допускается из опасений возникновения недопустимых температурных напряжений в корпусе конденсатора.

В летнее время теплофикационные турбины обычно переводят на работу по электрическому графику нагрузки с полностью открытой диафрагмой и в этом режиме использование пучка исключается. На некоторых ТЭЦ в летнее время пучок используется для подогрева подпиточной воды. Если температуры потоков различаются не более чем на 20°C , допускается одновременный пропуск через основную поверхность конденсатора циркуляционной и через пучок подпиточной воды. Возможно также использование пучков у отдельных турбин ТЭЦ в летнее время для подогрева химочищенной воды. Расход подпиточной воды через конденсатор должен быть не менее 360 кг/с . При использовании теплофикационного пучка конденсатора тепловая нагрузка турбины увеличивается на $6\text{--}17\text{ МВт}$ ($21\text{--}63\text{ ГДж/ч}$).

В проведенных ВТИ опытах тепловая нагрузка теплофикационных пучков составила $10,5\text{--}18,5\text{ МВт}$, сетевая вода нагревалась на $2,5\text{--}5,5^{\circ}\text{C}$, расход сетевой воды составил $555\text{--}1180\text{ кг/с}$, а температура обратной сетевой воды изменялась от 32 до 58°C . При теплофикационном режиме с закрытой регулирующей диафрагмой расход пара, конденсируемого на встроенном пучке, составлял $5,56\text{--}8,33\text{ кг/с}$, давление в конденсаторе $7\text{--}26\text{ кПа}$. Недогрев воды во встроенном пучке составлял $3\text{--}5^{\circ}\text{C}$, гидравлическое сопротивление пучка при максимальном расходе сетевой воды было 24 кПа .

Основной подогрев сетевой воды осуществляется в двух ступенях сетевых подогревателей паром из регулируемых отборов — верхнего и нижнего, осуществляемых из двух соседних камер, разделенных двумя ступенями давления. Поворотная диафрагма для регулирования давлений в отборах расположена после нижнего отбора. Регулятор давления, воздействующий на диафрагму, может быть подключен к верхнему или к нижнему отбору. При этом в соответствующем отборе будет поддерживаться постоянное давление, а в смежном отборе давление будет немного изменяться в соответствии с изменением пропуска пара через турбину. Давление пара в верхнем отборе может поддерживаться регулятором в пределах $0,06\text{--}0,25\text{ МПа}$, а в нижнем $0,05\text{--}0,20\text{ МПа}$. При использовании для теплофикации обоих отборов регулятор давления подключается к верхнему отбору, а при использовании одного нижнего — к нижнему отбору.

Паром из отборов возможен подогрев сетевой воды примерно до 120°C . До более высокой температуры вода нагревается в пиковом водогрейном котле. Сетевые насосы обычно устанавливаются в две ступени: насосы первого подъема *СН1* — перед подогревательной установкой и второго *СН2* — перед пиковыми котлами (см. рис. 4.3). Утечка воды из тепловой сети восполняется химически очищенной водой, которая подается подпиточным насосом *ППН* через регулятор подпитки во всасывающий коллектор сетевого насоса первой ступени. Конденсат греющего пара из сетевых подогревателей подается насосами *КНС* непосредственно в поток основного конденсата турбины в точку с близкой температурой. При использовании теплофикационного пучка в конденсаторе турбина в течение большей части отопительного сезона не имеет «привязанной» конденсационной мощности, так как отработавший пар используется для

теплофикации. В это время циркуляционные насосы не работают и снижается расход энергии на собственные нужды, так как через конденсаторы проходит обратная сетевая или подпиточная вода. Ниже приводятся формулы для расчета теплового баланса сетевой подогревательной установки.

Поток теплоты, отпускаемой в сеть, кВт,

$$Q_{от} = G_c (i^{в.п.с} - i^{в.о.с}), \quad (4.1)$$

где G_c — расход сетевой воды, кг/с;
 $i^{в.п.с}$, $i^{в.о.с}$ — удельная энтальпия прямой и обратной сетевой воды соответственно, кДж/кг.

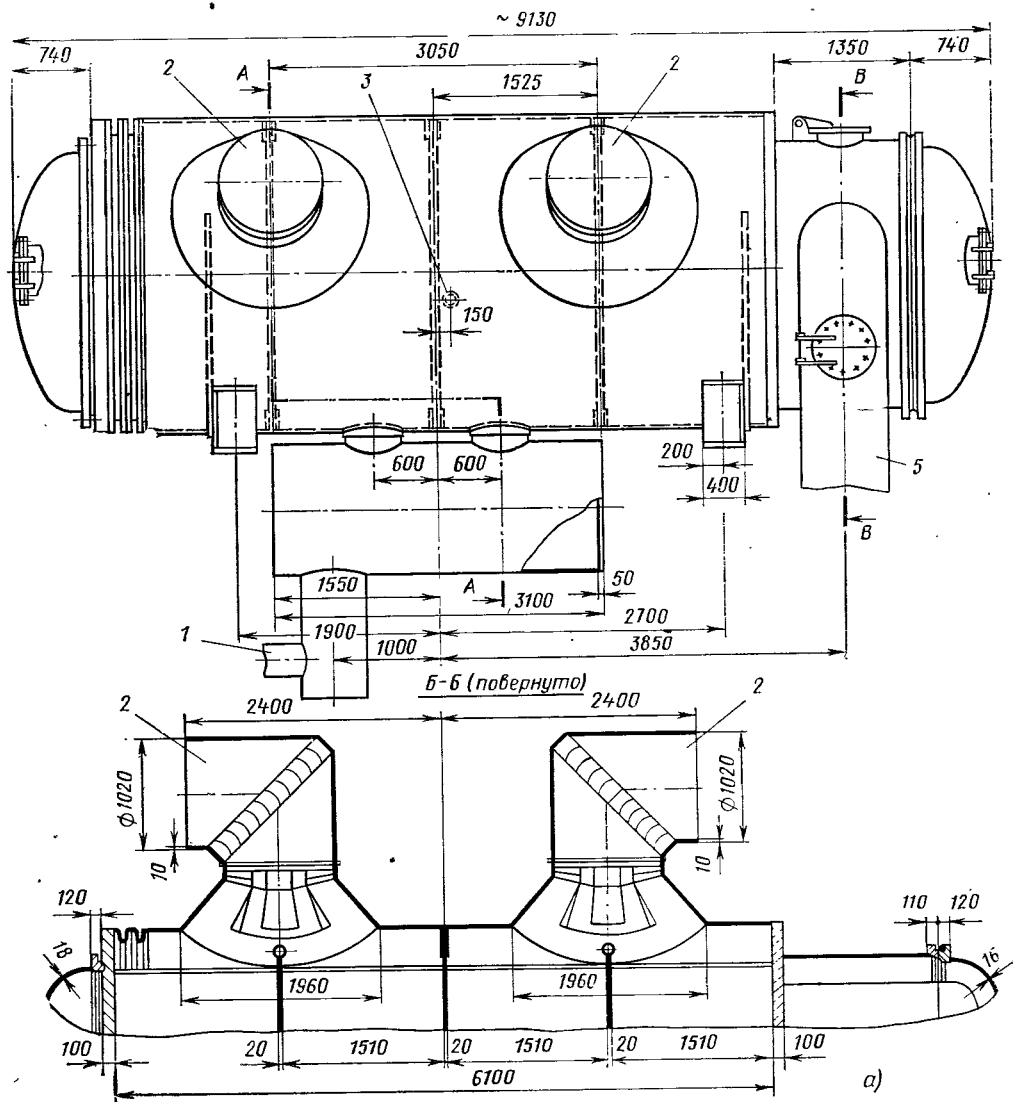


Рис. 4.5. Горизонтальный сетевой подогреватель ПСГ-2300-3-8 производственного объединения «Турбомоторный завод» (ПО ТМЗ).

а — главный вид и разрез по подводу пара; б — поперечные разрезы.

1 — выход конденсата греющего пара из конденсатосборника; 2 — вход греющего пара (два патрубка); 3 — трубка для отсоса паровоздушной смеси; 4, 5 — соответственно вход и выход сетевой воды в переднюю водяную камеру.

Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла, кВт,

$$Q_{\Pi, B, K} = G_c (i_{\Pi, C}^B - i_{B, C}^B), \quad (4.2)$$

где $i_{\text{в.с.}}^{\text{в}}$ — удельная энтальпия сете-

вой воды после верхнего сетевого подогревателя.

Уравнение теплового баланса
верхнего сетевого подогревателя,
кВт,

$$\begin{aligned} \mathcal{J}_{\text{B.C.}\Pi} &= D_{\text{B.C.}\Pi} (i_{\text{B}} - i_{\text{B}}^{\text{B}}) \eta_{\Pi} = \\ &= G_{\text{C}} (i_{\text{B.C}}^{\text{B}} - i_{\text{H.C}}^{\text{B}}). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Здесь $Q_{\text{в.с.п}}$ — тепловая нагрузка верхнего подогревателя; $D_{\text{в.с.п}}$ — расход пара из верхнего отбора в сетевой подогреватель, кг/с; $i_{\text{в}}$, $i_{\text{в.с.п}}$, $i_{\text{в.с.п}}$ — удельные энтальпии пара и конденсата верхнего отбора и сетевой воды после нижнего подогревателя соответственно, кДж/кг; $\eta_{\text{п}} \approx 0,98$ — КПД сетевого подогревателя.

Уравнение теплового баланса нижнего сетевого подогревателя, кВт,

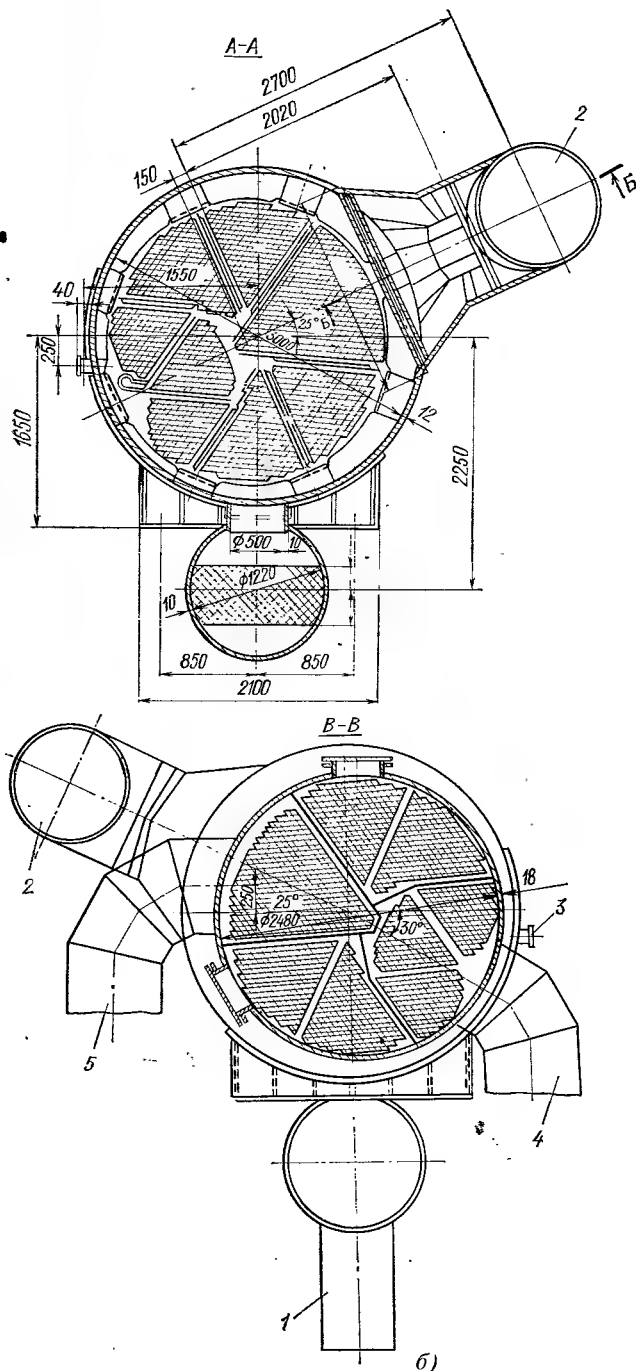
$$Q_{H,C,\Pi} = D_{H,C,\Pi} (i_H - i^B_H) \eta_\Pi = \\ = G_C (i^B_{H,C} - i^B_{K,\Pi}). \quad (4.4)$$

Здесь $Q_{\text{н.с.п}}$ — тепловая нагрузка нижнего подогревателя; $D_{\text{н.с.п}}$ — расход пара из нижнего отбора в сетевой подогреватель, кг/с; $i_{\text{н}}, i_{\text{п}}, i_{\text{к.п}}$ — удельные энтальпии пара и конденсата нижнего отбора и сетевой воды после теплофикационного пучка конденсатора соответственно, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса теплофикационного пучка конденсатора

$$Q_{K,\Pi} = D_K (i_K - i_{B_K}) \eta_{\Pi} = \\ = G_C (i_{B_{K,\Pi}} - i_{B_{O,C}}), \quad (4.5)$$

где $Q_{к.п}$ — тепловая нагрузка теплофикационного пучка конденсатора; D_k — расход пара в конденсатор; $i_k, i_k^в$ — удельные энтальпии отработавшего пара и основного конденсата соответственно.



Общий поток теплоты, отпускаемой в сеть

$$Q_{от} = Q_{п.в.к} + Q_{в.с.п} + Q_{п.с.п} + Q_{к.л.} \quad (4.6)$$

Минимальный температурный напор на выходе из сетевых подогревателей принимают равным 5°C.

По конструкции различают сетевые подогреватели с вертикальным и горизонтальным корпусом. Новые сетевые подогреватели крупных теплофикационных установок выполняют горизонтальными и komponуют аналогично конденсаторам турбин.

На рис. 4.5 изображен горизонтальный четырехходовой сетевой подогреватель с цельносварным корпусом на давление пара 0,06—0,25 МПа с номинальным расходом воды 970 кг/с под давлением 0,9 МПа и с максимальной ее температурой на входе 120°C. Поверхность нагрева площадью 2300 м² выполнена в виде прямых латунных труб диаметром 24 × 1 мм длиной около 6 м, концы которых развальцованы в трубных досках. По длине подогревателя в паровом пространстве установлены промежуточные перегородки, являющиеся дополнительными опорами для труб и исключающие их опасную вибрацию. Для компенсации температурных расширений труб на корпусе подогревателя со стороны поворотной камеры установлен двойной линзовый компенсатор. Для защиты труб поверхностей нагрева от эрозии со стороны входа пара в первом ряду пучка по его периферии установлены стальные отбойные трубки, в которые сетевая вода не поступает.

Узел ввода пара в подогреватель из теплофикационного отбора хорошо отработан аэродинамически: два подводящих паропровода рассредоточены по длине подогревателя и присоединяются к корпусу через специальные диффузоры, внутри которых установлены концентрические рассекатели, что обеспечивает равномерное распределение пара по длине поверхности теплообмена. Трубный пучок в корпусе подогревателя расположен эксцентрично, что позволяет создать внутри подогревателя в зоне, прилегающей к месту ввода пара, симметричный клиновой раздающий коллектор, охватывающий пучок. Это дополнительно улучшает распределение парового потока по наружному контуру трубного пучка и облегчает доступ пара в глубину пучка через имеющиеся специальные проходы.

Паровоздушная смесь отсасывается из подогревателя эжектором и отводится через воздухоохладитель. Конденсат греющего пара с поверхности труб сливается

в нижнюю часть корпуса и оттуда попадает в конденсатосборник. Конденсат отводится в основном из средней части корпуса подогревателя, кроме того, имеется отвод конденсата из соленого отсека вблизи трубной доски.

Конструкция подогревателя обеспечивает герметичность, удобство ремонта (возможность доступа к отдельным узлам и замены деталей с минимальными затратами), компенсацию температурных удлинений трубок поверхностей теплообмена, отвод неконденсирующихся газов из парового пространства и воздуха из водяной полости, возможность очистки с водяной стороны и дренирования водяного и парового пространства. Давление воды в водяном пространстве должно быть всегда больше давления греющего пара.

При тепловой нагрузке больше обеспечиваемой отборами турбин на ТЭЦ, при отсутствии ТЭЦ и в качестве резерва в районных отопительных котельных используются газомазутные пиковые водогрейные котлы ПТВМ-100 и ПТВМ-180 с номинальной теплопроизводительностью 419 и 760 ГДж/ч на расход сетевой воды 2140 и 3860 т/ч. Сетевая вода на ТЭЦ нагревается последовательно в сетевых подогревателях до 100—120°C, а затем в пиковых котлах до 150°C максимально. Во избежание коррозии металла температура воды на входе в пиковые котлы ограничивается значением 56—60°C, что в необходимых случаях может быть обеспечено рециркуляцией и смешением горячей и холодной воды. При сжигании сернистого мазута температура воды на входе в котлы должна быть не ниже 110°C. КПД водогрейных котлов на газе и мазуте достигает 91—93%. Ввиду малого использования в течение года пиковые котлы должны быть недорогими и по возможности простыми по конструкции. Их нагрузка регулируется включением отдельных горелок и индивидуальных у каждой из них дутьевых вентиляторов. Поверхности нагрева котла состоят из топочных экранов и горизонтального конвективного пучка труб, расположенного выше топки. Вертикальный газопровод над конвективным пучком переходит в

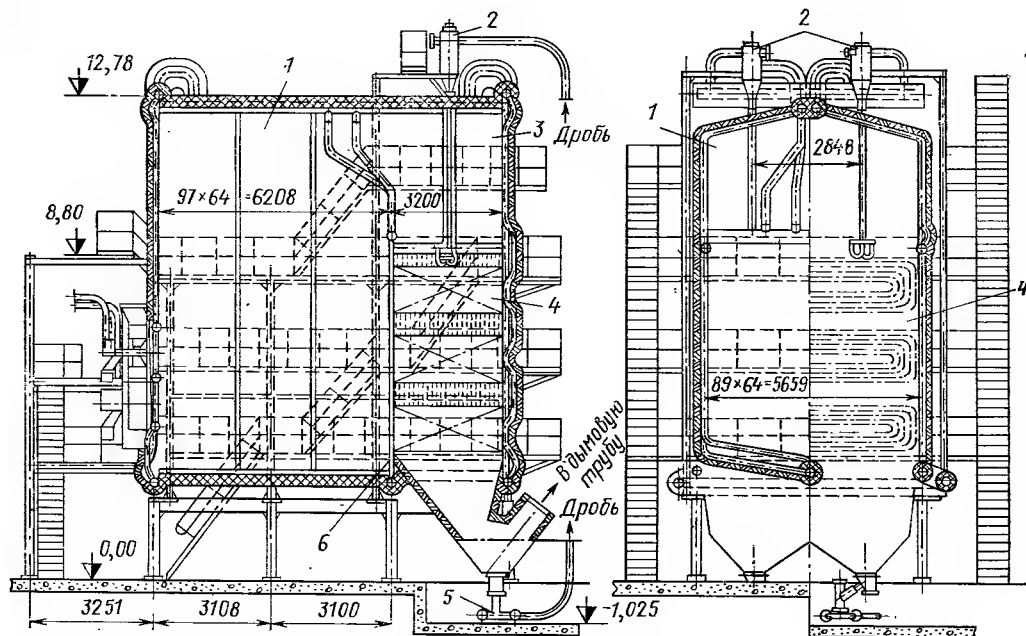


Рис. 4.6. Общий вид пикового водогрейного котла KBGM-100 для работы на газе и мазуте с П-образной компоновкой поверхностей нагрева, оборудованного системой дробеочистки.

1 — топочная камера; 2 — сборники дробы; 3 — поворотная камера; 4 — конвективная шахта; 5 — эжектор для подъема дробы; 6 — задний экран топки.

металлическую дымовую трубу. При установке на территории ТЭЦ продукты сгорания топлива пиковых котлов можно направлять в дымовую трубу энергетических котлов. Здание пиковой котельной выполняется лишь для нижней части котлов — верхняя часть располагается на открытом воздухе. Пиковые котлы работают на естественной тяге.

Опыт эксплуатации выявил ряд недостатков пиковых котлов этого типа. Несмотря на указанные выше меры их поверхности нагрева подвергаются низкотемпературной наружной коррозии. Межтрубные пространства конвективных пучков забиваются отложениями. Из-за расположения верхней части газоходов на открытом воздухе существует опасность замораживания воды в трубах и их разрыва. По этой же причине в зимнее время невозможно проводить ремонт пиковых котлов. В холодные зимние дни в теплосетях наблюдалось значительное увеличение расхода подпиточной воды. Поскольку деаэраторы подпитки не были рассчитаны на такую нагрузку, теплосеть приходилось подпитывать сырой водой, что приводило к внутренней коррозии и к забиванию трубных систем пиковых котлов отложениями накипи.

Ввиду выявившихся недостатков пиковых водогрейных котлов было решено вернуться к использованию пиковых сетевых подогревателей, но с питанием их паром от специальных пиковых паровых котлов. Предполагается, что пиковые паровые котлы будут менее подвергаться внутренней коррозии и отложения будут меньше, поскольку их можно питать водой лучшего качества. При установке внутри помещений котельного отделения ТЭЦ такие пиковые котлы не будут подвержены опасности замораживания в зимний период.

В настоящее время разработан новый тип пиковых водогрейных котлов с учетом выявившихся недостатков прежней конструкции. Эти котлы имеют П-образную компоновку, позволяющую располагать все поверхности нагрева в отапливаемом помещении. Котлы снабжаются дробеочисткой, а вместо большого числа мелких вентиляторов устанавливается один дутьевой вентилятор достаточной производительности, обеспечивающий централизованный подвод воздуха к горелкам с возможностью его подогрева (рис. 4.6).

4.4. Регулирование отпуска теплоты

Различают центральное, местное и индивидуальное регулирование отпуска теплоты. Центральное регулирование осуществляется на ТЭЦ, местное (обычно групповое) — на центральных или местных тепловых пунктах, индивидуальное — на теплопотребляющих приборах. Если тепловая нагрузка однородна (например, только отопление), можно ограничиться центральным регулированием отпуска тепла. Однако в большинстве случаев нагрузка неоднородна. Для обеспечения высокого качества теплоснабжения обычно применяют комбинированное регулирование: центральное ведется по типовой нагрузке, характерной для большинства абонентов, а местное — с помощью системы автоматического регулирования, управляющей подачей тепла в группы однотипных теплопотребляющих установок.

Возможны два метода центрального регулирования водяных систем: качественный и количественный. Качественное регулирование осуществляется изменением температуры сетевой воды, количественное — изменением ее расхода. При автоматизации абонентских вводов в настоящее время в основном применяется центральное качественное регулирование, дополняемое на центральных или местных тепловых пунктах количественным регулированием или регулированием пропусками (периодическим отключением отопления).

Применение количественного регулирования возможно лишь при независимой схеме включения абонентов или при зависимой со смесительным насосом, так как в этих случаях в местных установках может поддерживаться расчетный расход воды независимо от расхода воды из теплосети. В зависимых системах с элеватором количественное регулирование приводит к вертикальной разрегулировке — к раз-

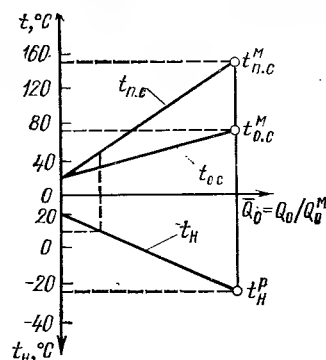


Рис. 4.7. Температурный график качественного регулирования однородной (отопительной) нагрузки; $t_{n,c}$, $t_{o,c}$ — температура прямой и обратной сетевой воды соответственно; t_n — температура наружного воздуха; Q_0 — безразмерная (относительная) тепловая нагрузка.

личному расходу воды на разных этажах.

Центральное качественное регулирование лучше количественного по комбинированной выработке электроэнергии: оно уступает количественному лишь по расходу электро-

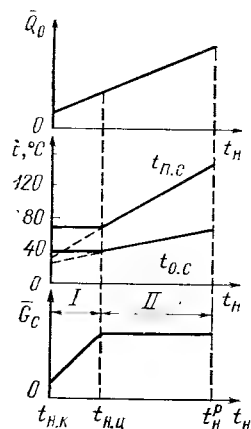


Рис. 4.8. Графики центрального регулирования неоднородной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

I — регулирование пропусками (количественное); II — качественное регулирование; t_n — расчетная температура наружного воздуха (для отопления); $t_{n,k}$ — температура начала и конца отопления; $t_{n,i}$ — температура в точке излома графиков; $\bar{G}_c$ — безразмерный (относительный) расход сетевой воды.

энергии на сетевые насосы. На рис. 4.7 изображен температурный график качественного регулирования однородной отопительной нагрузки, когда расход сетевой воды G_c поддерживается постоянным. Зависимость температур прямой и обратной воды от тепловой нагрузки и от температуры наружного воздуха приблизительно линейная. При расчетной температуре наружного воздуха t_n^p температуры прямой и обратной сетевой воды максимальны ($t_{п.с}^m$ и $t_{о.с}^m$); при $t_n = 18-20^\circ\text{C}$ наступает состояние теплового равновесия между помещением и окружающей средой, тогда $t_n = t_{п.с} = t_{о.с} = 18-20^\circ\text{C}$. Поскольку отопление прекращается при $t_n = 10^\circ\text{C}$, температурные графики обрываются раньше, чем наступает тепловое равновесие.

Если у большинства абонентов района наряду с отоплением имеются установки горячего водоснабжения, центральное регулирование осуществляется по закону изменения суммарной нагрузки $Q_o + Q_{г.в.}$. Неравномерность суточного графика суммарной нагрузки выравнивается за счет теплоаккумулирующей способности зданий или с помощью специального водяного аккумулятора. При этом независимо от центрального должно осуществляться местное регулирование всех видов тепловой нагрузки. Температура воды в подающей линии теплосети не должна снижаться ниже значения, определяемого горячим водоснабжением ($65-70^\circ\text{C}$), что вносит изменения в температурные графики теплосети (рис. 4.8). При температуре наружного воздуха ниже точки излома $t_n < t_{н.и}$ применяется качественное регулирование и температура в подающей линии теплосети определяется по значению суммарной нагрузки $Q_o + Q_{г.в.}$. При $t_n > t_{н.и}$ наиболее целесообразно местное количественное регулирование или регулирование местными пропусками.

Графики вентиляционной тепловой нагрузки обладают особенностями.

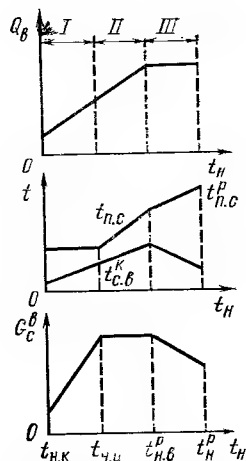


Рис. 4.9. Графики вентиляционной тепловой нагрузки.

I — интервал регулирования при постоянной температуре прямой сетевой воды и местном количественном регулировании вентиляционной нагрузки; *II* — интервал центрального качественного регулирования вентиляционной нагрузки при изменяющейся температуре прямой сетевой воды; *III* — интервал постоянной вентиляционной нагрузки при изменяющейся температуре прямой сетевой воды; $t_{п.с}^p$ — расчетная температура прямой сетевой воды; $t_{с.в}^m$ — температура сетевой воды за вентиляционным калорифером; $t_{н.в}^p$ — расчетная температура наружного воздуха для вентиляционной нагрузки; G_c — расход сетевой воды на калориферы.

ми. Весь отопительный период для вентиляционной нагрузки можно разбить на три интервала (рис. 4.9). В первом температура воды, поступающей в вентиляционные калориферы, постоянна. Со снижением температуры наружного воздуха t_n увеличивается расход сетевой воды через калориферы, что приводит к увеличению потока теплоты Q_v , передаваемого нагреваемому воздуху. Во втором интервале температура воды, поступающей в калориферы, растет со снижением t_n и при постоянстве расхода сетевой воды это также приводит к увеличению потока теплоты Q_v . В третьем интервале температура сетевой воды, поступающей в калориферы, продолжает расти, а поток теплоты на вентиляцию Q_v должен сохраняться постоянным, ввиду чего со снижением t_n приходится уменьшать расход воды на калориферы.

Границей первого и второго интервалов графика вентиляционной нагрузки является температура наружного воздуха $t_{н.и.}$, соответствующая точке излома температурного графика сетевой воды (переходу от постоянной к возрастающей температуре в подающей магистрали). Граница второго и третьего интервалов — температура наружного воздуха $t_{н.в.}$, называемая расчетной температурой для вентиляционной нагрузки. Начиная с этой температуры (и ниже) вентиляционная нагрузка поддерживается постоянной. Расчетная температура для вентиляционной нагрузки выше расчетной температуры для отопления. Вентиляционные установки в этом интервале работают с рециркуляцией, интенсивность вентиляции помещений искусственно снижается в целях ограничения общей теплофикационной нагрузки в наиболее холодные зимние дни, чтобы не превышать проектную тепловую мощность ТЭЦ.

Рассмотрим график температур и расхода сетевой воды на горячее водоснабжение в закрытой системе теплоснабжения при параллельном присоединении установок отопления

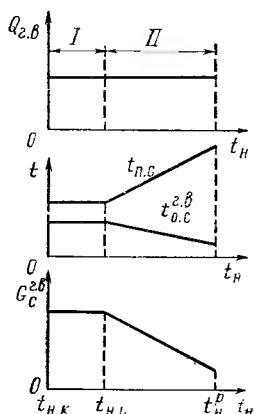


Рис. 4.10. Графики тепловой нагрузки горячего водоснабжения.

I — интервал регулирования с постоянной температурой сетевой воды в подающей магистрали; *II* — интервал регулирования при изменяющейся температуре прямой сетевой воды; $Q_{г.в.}$ — нагрузка горячего водоснабжения; $G_c^{г.в.}$ — расход сетевой воды на горячее водоснабжение; $t_{н.в.}$ — температура сетевой воды за подогревателем горячего водоснабжения.

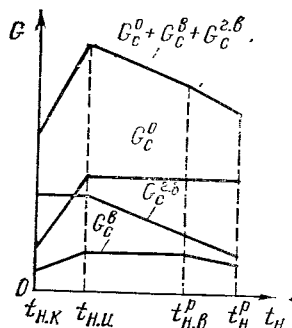


Рис. 4.11. График суммарного расхода воды в теплосети при наличии нагрузок отопления (индекс «от»), вентиляции («в») и горячего водоснабжения («г.в.»).

и горячего водоснабжения (рис. 4.10). Принято, что с помощью аккумуляторов горячей воды выравниваются неравномерности суточных графиков нагрузки горячего водоснабжения и тепловая нагрузка сети по горячему водоснабжению может считаться постоянной. По характеру изменения расхода воды в сети весь отопительный период можно разбить на два интервала (рис. 4.10). Ввиду того, что $Q_{г.в.} = \text{const}$, в первом интервале расход сетевой воды на горячее водоснабжение $G_c^{г.в.} = \text{const}$, а во втором с ростом температуры в подающей магистрали (при понижении температуры наружного воздуха) расход сетевой воды на горячее водоснабжение понижается. Температура обратной сетевой воды на выходе из подогревателя горячего водоснабжения также понижается.

Суммарный расход воды в теплосети равен сумме расходов воды на отдельные виды тепловой нагрузки, причем, поскольку вода из теплосети не разбирается, расходы в подающей и обратной магистралях одинаковы (рис. 4.11). Максимальный суммарный расход сетевой воды имеет место при $t_{н.и.}$ в точке излома температурного графика прямой сетевой воды в часы пиковой нагрузки горячего водоснабжения (в вечерние часы накануне выходных дней).

Выбор оптимального графика температур для тепловой сети зависит от экономики всей теплофикационной системы. С повышением расчетной температуры воды в подающей магистрали уменьшается выработка электроэнергии на тепловом потреблении и происходит перерасход топлива на ТЭЦ. В то же время благодаря возрастанию температурных перепадов уменьшаются расход воды в тепловой сети и поверхность нагрева приборов абонентских систем.

Таким образом, при повышении температуры в подающей магистрали уменьшаются затраты по тепловой сети и абонентским системам, но снижается экономичность ТЭЦ. Задача решается путем определения минимума расчетных затрат. В большинстве случаев экономически оправдывается расчетная температура воды в подающей магистрали $t_{p.c} = 150^\circ\text{C}$ и в обратной $t_{o.c} = 70^\circ\text{C}$. При большом расстоянии до потребителей бывает целесообразно повысить расчетную температуру в подающей магистрали до 180°C . В южных районах можно ограничиться температурой $t_{p.c} = 130^\circ\text{C}$.

На рис. 4.12 показано распределение температуры сетевой воды и тепловой нагрузки ТЭЦ между основными и пиковыми подогревателями для частного случая однородной отопительной нагрузки района при качественном регулировании отпуска теплоты. Графики температур воды в подающей и обратной магистралях здесь могут быть приближенно представлены прямыми, проходящими через максимальные значения $t_{p.c}^M$ и $t_{o.c}^M$ при t_p и через точку теплового равновесия, для которой $t_{p.c} = t_{o.c} = t_p \approx 18-20^\circ\text{C}$. При температуре наружного воздуха выше расчетной температуры отборов t_n^* тепловая нагрузка района $Q_{от}$ полностью покрывается за счет теплоты пара из отопительных отборов турбины. При более низкой температуре наружного воздуха теплоты пара из отборов недостаточно и при-

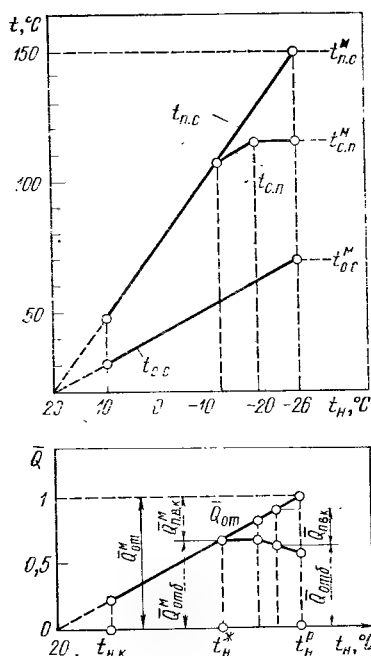


Рис. 4.12. Распределение температуры сетевой воды и тепловой нагрузки $Q_{от}$ между основными (паром из отборов турбины) и пиковыми подогревателями при однородной отопительной нагрузке района.

$Q_{отб}$, $Q_{п.в.к}$ — относительные тепловые нагрузки отборов турбины и пикового водогрейного котла; $Q_{отб}^M$ — максимальная относительная тепловая нагрузка отборов; t_n^* — расчетная температура отборов, соответствующая моменту включения пикового водогрейного котла; $t_{c.п.}$, $t_{c.п}^M$ — текущая и максимально возможная температура подогрева воды в сетевых подогревателях соответственно.

ходится включать в работу пиковый водогрейный котел. После достижения максимально возможной температуры воды в сетевых подогревателях $t_{c.п}^M$, определяемой максимальным давлением пара верхнего отбора, начинается снижение тепловой нагрузки отборов и дополнительная загрузка по теплу пикового котла.

Для экономики ТЭЦ большую роль играет соотношение тепловой производительности отборов турбин и пиковых водогрейных котлов. Момент включения пиковых котлов в работу определяется принятой расчетной температурой отборов t_n^* . Чем она ниже, тем раньше в отопи-

тельном сезоне включаются и позднее выключаются пиковые котлы. Показателем загрузки отопительных отборов ТЭЦ является коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$, представляющий собой отношение максимальной нагрузки отборов $Q_{\text{отб}}^{\text{м}}$ к полному максимальному потоку теплоты с ТЭЦ при расчетной температуре наружного воздуха $Q_{\text{от}}^{\text{м}}$, включающему в себя дополнительный поток теплоты от пиковой котельной $Q_{\text{пвк}}^{\text{м}}$:

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{отб}}^{\text{м}} / Q_{\text{от}}^{\text{м}} = Q_{\text{отб}}^{\text{м}} / (Q_{\text{отб}}^{\text{м}} + Q_{\text{пвк}}^{\text{м}}). \quad (4.7)$$

Экономичность теплофикации в значительной степени зависит от правильной выбор значения $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$, определяемого путем технико-экономических расчетов. Чем больше $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$, тем больше комбинированная выработка электрической и тепловой энергии и тем меньше суммарный расход топлива на эту выработку в течение года. Однако при этом увеличивается стоимость обслуживания ТЭЦ, так как энергетические котлы значительно дороже пиковых водогрейных, а требующаяся производительность первых в этом случае возрастает. Экономически оптимальное значение коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ возрастает с ростом цены топлива и технического совершенства теплофикационных агрегатов. Для крупных городов оптимальное значение $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ при использовании теплофикационных турбин Т-100-130 составляет около 0,5—0,55, а при турбинах Т-250/300-240 — около 0,60—0,65.

Применение пиковых водогрейных котлов вместо пиковых сетевых подогревателей, питающихся паром от энергетических котлов через РОУ, обеспечивает снижение капитальных затрат на сооружение ТЭЦ

до 16% и эксплуатационных расходов до 4%. При работе пиковых котлов на мазуте ввиду недостаточной естественной тяги их снабжают дымососами. При работе на сернистом мазуте для предотвращения низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева температура сетевой воды на входе в водогрейный котел при всех режимах теплосети должна быть выше 105°C. Для достижения этого производят рециркуляцию сетевой воды специальным насосом из линии за водогрейным котлом на его вход, а чтобы обеспечить необходимую по режиму температуру сетевой воды в подающей магистрали часть сетевой воды пускают в обход пикового котла.

В зависимости от температуры наружного воздуха изменяется режим работы сетевой подогревательной установки и всей ТЭЦ в целом. В соответствии с этим приходится производить расчет тепловой схемы ТЭЦ на несколько характерных режимов. Здесь следует различать установки, где для подогрева сетевой воды может использоваться теплофикационный пучок конденсатора, и установки, где такой возможности нет (Т-250/300-240). В первом случае расчет тепловой схемы следует производить на пять характерных режимов:

1) режим расчетной температуры наружного воздуха с трехступенчатым подогревом сетевой воды (нижний и верхний сетевые подогреватели и водогрейный котел);

2) режим при температуре обратной сетевой воды ниже 60°C с четырехступенчатым подогревом сетевой воды (теплофикационный пучок конденсатора, нижний и верхний сетевые подогреватели и пиковый водогрейный котел);

3) режим с подогревом сетевой воды не выше 105—115°C с трехступенчатым подогревом сетевой воды (теплофикационный пучок, нижний и верхний сетевые подогреватели);

4) летний режим работы с одноступенчатым подогревом сетевой воды в нижнем подогревателе для горячего водоснабжения;

5) летний режим работы по электрическому графику нагрузки с полностью открытой диафрагмой регулируемого отбора без подогрева сетевой воды.

При отсутствии теплофикационного пучка в конденсаторе или при невозможности его использования число расчетных режимов сокращается.

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И ИХ РАСЧЕТ

5.1. Составление тепловой схемы электростанции

Принципиальная тепловая схема ТЭС или АЭС является одной из основных схем электростанции и определяет уровень ее технического совершенства и тепловую экономичность. Однотипное оборудование на принципиальной схеме условно изображается один раз и даются связи, лишь определяющие последовательность технологического процесса рабочего тела. Арматура на принципиальной схеме не указывается, за исключением важной для технологического процесса. Принципиальная схема дает представление о типе и принципе действия электростанций, характеризует сущность основного технологического процесса — преобразования энергии пара и использования его тепла. Наряду с параметрами пара и воды схема характеризует уровень технического совершенства и тепловую экономичность ТЭС. Схема необходима для расчета теплового и энергетического балансов установки.

При составлении принципиальной тепловой схемы в первую очередь решаются вопросы выбора типа, мощности и начальных параметров электростанции. Тип энергетической установки (КЭС или ТЭС) определяется характером потребителей, видом отпускаемой энергии (электрической или тепловой), требуемой мощностью, размещением, перспективами роста и графиком нагрузки.

Начальные параметры рабочего тела выбираются в соответствии с технической политикой страны, с учетом стоимости топлива в районе сооружения электростанции, наличия и надежности оборудования.

Техническая политика СССР в области энергетики характеризуется стремлением к разумному повыше-

нию начальных параметров для увеличения тепловой экономичности, но с учетом стоимости установки. В качестве дополнительной меры повышения тепловой экономичности электростанций рекомендуется промежуточный перегрев пара.

Единичная мощность устанавливаемых агрегатов определяется технико-экономическими соображениями, требованиями надежности энергосистемы и наличием оборудования. Более крупные агрегаты экономически выгоднее по удельным затратам на сооружение и по эксплуатационным расходам, но с их вводом требуется больший резерв в системах энергоснабжения и снижается устойчивость последних при аварийных отключениях.

Переходя к деталям составляемой тепловой схемы, следует прежде всего обратить внимание на ряд существенных вопросов, решаемых в основном технико-экономическим анализом. К ним относятся выбор схемы регенерации, числа отборов и температуры питательной воды. Все это определяется преимущественно начальными параметрами рабочего тела, типом и единичной мощностью турбин и стоимостью топлива. Деаэраторы питательной воды обычно проектируют на рабочее давление 0,6—0,7 МПа. Новым направлением здесь является применение бездеаэраторных схем и контактных подогревателей. Важным вопросом при составлении тепловой схемы электростанции является выбор способа подготовки добавочной воды. Этот вопрос решается с учетом типа котлов, начальных параметров пара и качества исходной воды.

Одним из существенных вопросов проектирования ТЭЦ является выбор схемы отпуска теплоты. Технико-экономически обосновываются значения $\lambda_{\text{ТЭЦ}}$ и температур сетевой

воды, выбирается схема подогрева последней. Для промышленных ТЭЦ схема отпуска технологического пара увязывается с вопросами водоподготовки. Составляя тепловую схему ТЭС, необходимо учитывать возможность использования тепла дополнительных источников и вспомогательных устройств.

При составлении тепловой схемы приходится выбирать способ привода питательных насосов — электрический или от паровой турбины. Максимальная единичная мощность асинхронных электродвигателей ограничена значением 6—8 МВт. Преимуществами турбопривода являются экономичное регулирование производительности насоса в широком диапазоне нагрузок плавным изменением частоты вращения, возможность непосредственного привода высокооборотных насосов сверхкритического давления без повышающего редуктора, увеличение полезной мощности электростанции при той же мощности главных турбин и приблизительно при тех же капитальных затратах. Однако приходится решать задачу использования отработавшего пара приводной турбины. Возможны несколько способов их включения по пару: а) на паре из отбора главной турбины с выхлопом в нижерасположенный отбор; б) на остром паре или паре из отбора с выхлопом в конденсатор.

Паротурбинный привод питательных насосов применяется в СССР на блоках с единичной мощностью 300 МВт и выше. На газомазутных блоках мощностью 300 и 800 МВт с котлами под наддувом применяется паротурбинный привод воздуходувок. В тепловые схемы газомазутных блоков входят также калориферные установки для предварительного подогрева топочного воздуха и подогреватели мазута.

В централизованных системах пылеприготовления мощных блоков применяется паровая сушка топлива.

При составлении тепловой схемы электростанции надо учитывать возможность ее работы с частичной нагрузкой. В целях повышения маневренности оборудования в ряде случаев приходится снижать экономичность и, в частности, число отборов на регенерацию.

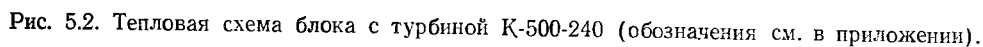
5.2. Примеры тепловых схем современных энергетических установок

На рис. 5.1 изображена тепловая схема блока мощностью 800 МВт с турбиной К-800-240 на начальные параметры пара 23,5 МПа и 540°C с прямоточным котлом. Предусмотрен газовый промперегрев пара до 540°C. Турбина имеет пять цилиндров: однопоточный ЦВД, двухпоточный ЦСД и три двухпоточных ЦНД. Имеется восемь регенеративных отборов пара, используемых для подогрева конденсата и питательной воды в четырех ПНД, в деаэраторе Д и в трех двухпоточных ПВД. Имеются встроенные пароохладители у подогревателей П1, П2 и П5 и выносной пароохладитель у П3, включенный по схеме Виолет. Питательные насосы ПТН (два на блок) имеют конденсационные паротурбинные приводы мощностью по 15,2 МВт. Производительность каждого насоса составляет 50% общего расхода питательной воды на блок. Приводные турбины питаются паром из третьего отбора с параметрами 1,66 МПа и 440°C при номинальной нагрузке главной турбины, а давление в их конденсаторах равно 6 кПа. Максимальная частота вращения приводной турбины равна 4800 об/мин. Турбопитательные насосы обеспечивают работу блока в диапазоне нагрузок от номинальной до 30%-ной при их питании паром из третьего отбора. Режимы ниже 30%-ной нагрузки (до холостого хода турбины) обеспечиваются турбонасосом при прекращении питания его приводной турбины на редуцированный острый пар или на пар от постороннего источника.

Потери пара и конденсата блока восполняются химически обессоленной водой, подаваемой в главный конденсатор. Воздух из конденсаторов К главной и приводных турбин отсасывается водоструйными эжекторами.

Для газомазутных блоков мощностью 800 МВт созданы котлы, работающие под наддувом. В этом случае в тепловой схеме предусматривается паротурбинный привод воздуходувок ТВД. Для их привода используется пар из четвертого отбора с выхлопом в седьмой отбор. Пар выхлопа приводных турбин воздуходувок используется также в калориферах КФ для предварительного подогрева воздуха перед воздухоподогревателями котла.





102

дежных всережимных турбопитательных насосов позволило отказаться от пускорезервных питательных электронасосов. Внутренний КПД приводной турбины питательного насоса составляет 85,5%, а КПД насоса 77,8%. Установка оборудована водоструйными эжекторами для отсоса воздуха из основных конденсаторов. Для вывода солей из цикла предусмотрена конденсатоочистка БОУ, до и после которой установлены конденсатные насосы первого КН1 и второго КН2 подъема. Удельный

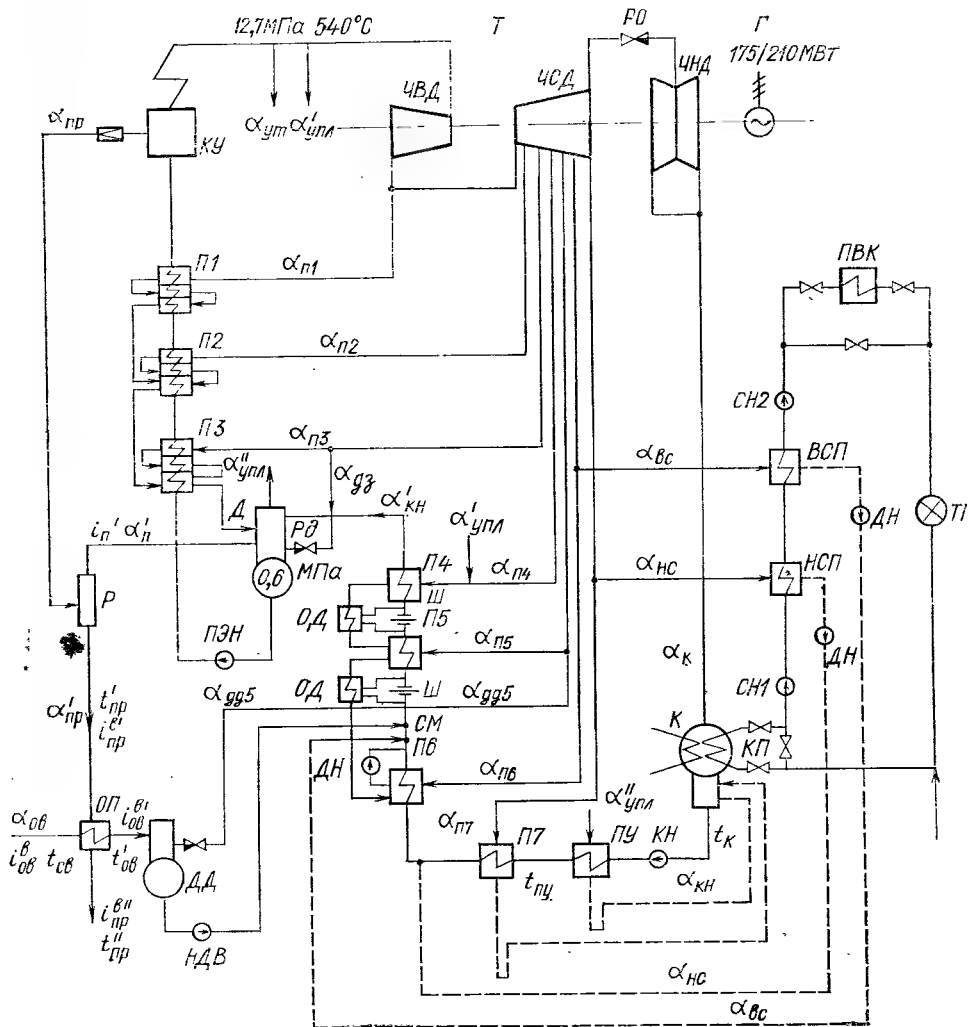


Рис. 5.3. Тепловая схема ТЭЦ с турбинами Т-175/210-130 и сетями барабанного типа (обозначения см. в приложении).

расход условного топлива на блок при работе на экибастузском угле составляет $b_{\text{у}} = 336 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$, а $\text{э.с.в.} = 4.69\%$.

На рис. 5.3 приведена принципиальная тепловая схема ТЭЦ с турбинами Т-175/210-130 на начальные параметры пара 12,7 МПа и 540°C. Турбоустановка рассчитана на работу с одно-, двух- и трехступенчатым подогревом сетевой воды в нижнем НСП и верхнем ВСП подогревателях и в трубном пучке конденсатора КП. Турбина может развивать электрическую мощность 175 МВт при номинальной тепловой нагрузке и 210 МВт в конденсационном режиме. Расход пара в турбину при номинальном режиме составляет 207 кг/с и максимальном 211 кг/с. Номинальная тепловая мощность турбины равна 314 МВт, при ис-

пользовании теплофикационного пучка конденсатора — 326 МВт. Температура регенеративно подогретой питательной воды составляет 232°C.

Турбина имеет семь отборов, в том числе два регулируемых. Сетевая вода подогревается в нижнем и верхнем сетевых подогревателях НСП и ВСП. Может быть также использован теплофикационный пучок конденсатора КП. Включение верхнего сетевого подогревателя при выключенном нижнем не допускается. При трехступенчатом подогреве сетевой воды (работа со встроенным пучком) ее температура на входе в пучок не должна превышать 60°C. Давление в регулируемых отборах может поддерживаться в интервалах: нижнего 0,04—0,2 МПа, верхнего 0,06—0,25 МПа.

При понижении температуры наружного воздуха ниже расчетной для отборов ($t_n < t_n^*$) для дополнительного подогрева сетевой воды на ТЭЦ используются пиковые водогрейные котлы ПВК.

5.3. Методы расчета принципиальных тепловых схем ТЭС

Цель расчета тепловой схемы — определение параметров и расходов пара и воды на электростанции и показателей ее тепловой экономичности. Расчет начинается с выбора давлений пара в отборах и построения i, s -диаграммы процесса работы пара в турбине. КПД проточной части турбины оценивается предварительно, а в дальнейшем, при проектировании турбины и тепловом расчете ее ступеней, может быть уточнен. Давления пара в отборах на регенерацию выбираются из условия оптимального распределения подогрева воды по ступеням. При этом $t_{п.в}$ обычно задается на основе технико-экономических расчетов. Далее составляется таблица расчетных параметров пара и воды и подсчитываются коэффициенты недовыработки отбираемого пара.

Известны три способа расчета тепловых схем: расчет в долях расхода отбираемого пара; расчет по предварительно заданному расходу пара в турбину с последующим уточнением; расчет по заданному расходу пара в конденсатор. При первом способе уравнения теплового баланса всех подогревателей составляются и решаются в долях $\alpha_i = D_i/D$. Расход пара на входе в турбину определяется далее по формуле

$$D = D^k / (1 - \sum y_i \alpha_i), \quad (5.1)$$

где D^k — расход пара через турбину при чисто конденсационном режиме, определяемый по формуле (1.15).

Составление и расчет уравнений теплового баланса теплообменников тепловой схемы ТЭС рекомендуется начинать с вспомогательных теплообменников и внешних узлов: испарительной, парообразовательной, калориферной и сетевой подогрева-

тельной установок, узла использования теплоты продувочной воды, деаэратора добавочной воды и др. После этого составляются и решаются уравнения теплового баланса в ПВД, начиная с последнего по ходу воды. Затем составляются и решаются уравнения материального и теплового балансов в деаэраторе питательной воды. В последнюю очередь решаются уравнения теплового баланса в ПНД, начиная с последнего по ходу основного конденсата.

При наличии в тепловой схеме точек смешения различных потоков воды (например, основного конденсата и дренажной воды ПНД) приходится дополнительно составлять уравнения теплового и материального балансов для точек смешения и находить из них энтальпию смеси. Это усложняет решение задачи и приводит к необходимости решения системы уравнений с несколькими неизвестными.

Если на электростанции предполагается установить питательный турбонасос, его мощность, кВт, вычисляется по формуле

$$N_{п.н} = 10^3 D_{п.в} v p_{п.н} / \eta_n. \quad (5.2)$$

Определяется расход пара на приводную турбину насоса:

$$D_{п.т.н} = N_{п.н} / (H_i^{п.т.н} \eta_{мех}^{п.т.н}). \quad (5.3)$$

Здесь $D_{п.в} = \alpha_{п.в} D$ — расход питательной воды, кг/с; v — удельный объем воды, м³/кг; $p_{п.н} = p_n - p_v$ — напор, создаваемый питательным насосом, МПа; $\eta_n = 0,75 \div 0,77$ — КПД насоса; $H_i^{п.т.н}$ — используемый в приводной турбине теплоперепад, кДж/кг; $\eta_{мех}^{п.т.н} \approx 0,97$ — механический КПД приводной турбины.

Из выражений (5.2) и (5.3) расход пара на приводную турбину насоса можно выразить в долях расхода пара через главную турбину $D_{п.т.н} = \alpha_{п.т.н} D$. Если на приводную турбину подается пар из отбора главной турбины, определяется ко-

эffициент недовыработки этого потока

$$\eta_{ц.т.н} = (i_m - i_n) / H_i, \quad (5.4)$$

где H_i — полный используемый теплореперпад главной турбины; i_m — энтальпия пара в отборе, из которого отводят пар на приводную турбину; i_n — энтальпия пара на выходе приводной турбины. Величины $\eta_{ц.т.н}$ и $\eta_{ц.т.н}$ должны быть подставлены в формулу (5.1).

Расчет тепловой схемы заканчивается определением расходов пара и воды по формулам $D_i = \alpha_i D$ и показателей тепловой экономичности установки. В качестве проверки правильности расчета необходимо подсчитать мощность установки как сумму мощностей работающих в турбине потоков пара:

$$N = \sum N_i = \sum D_i (i_0 - i_i) \eta_{мех} \eta_{г.} \quad (5.5)$$

Суммарная мощность по потокам пара должна быть равна требующейся по заданию.

При втором методе расчета необходимо предварительно задаться расходом пара на входе в турбину. Расчет, как и прежде, включает составление и решение уравнений теплового баланса в теплообменниках тепловой схемы установки. Порядок решения остается прежним, но теперь уравнения позволяют сразу определять параметры отдельных потоков пара и воды. Наличие точек смешения потоков в этом методе не приводит к необходимости решения сложных систем уравнений — все уравнения легко разрешимы. В конце расчета тепловой схемы по этому методу необходимо по формуле вида (5.5) определить суммарную мощность установки. В случае отклонения получаемого значения от желаемого более чем на $\pm 2\%$ для КЭС требуется пересчет тепловой схемы с заданием новых значений расхода пара, поступающего в турбину. Для ТЭЦ пересчет не обязателен.

В качестве руководства при предварительном задании расхода

пара на входе в турбину могут быть рекомендованы оценочные формулы. Для КЭС с учетом регенерации

$$D \approx \beta_r N / (H_i \eta_{мех} \eta_{г.}^2); \quad (5.6)$$

для ТЭЦ

$$D \approx \beta_r \left(\frac{N}{H_i \eta_{мех} \eta_{г.}} + y_n D_n + y_t D_t \right). \quad (5.7)$$

Здесь y_n и y_t — коэффициенты недовыработки пара промышленного и теплофикационного отборов; D_n и D_t — расходы пара к тепловым потребителям, кг/с; β_r — коэффициент, приближенно учитывающий регенерацию, составляющий примерно $1,2 \div 1,35$ (большая цифра — для КЭС при развитой регенерации, меньшая — для ТЭЦ при менее развитой регенерации).

Третий метод расчета — по заданному расходу пара в конденсатор применяется сравнительно редко и лишь в тех случаях, когда необходимо зафиксировать необходимый расход отработавшего пара в конденсатор турбины.

Иногда в целях сопоставления и анализа приходится вводить небольшие изменения в тепловую схему ТЭС или в ее параметры. Влияние небольших изменений в тепловой схеме на тепловую экономичность установки можно оценить специальными методами, в частности, методом эквивалентных теплопадения (А. М. Кузнецов и В. Я. Рыжкин). Применяется также метод коэффициентов ценности тепла и изменения мощности (авторы Я. М. Рубинштейн и М. И. Щепетильников). Известен также метод, предложенный В. В. Фроловым, представляющий собой развитие метода Фултона. Эти методы освещены в специальной литературе, краткий список которой приводится в конце книги.

Расчет тепловых схем ТЭС с помощью ЭВМ. Рациональный выбор вида и параметров тепловой схемы энергетической установки, а также анализ режимов ее работы возможны лишь на основе расчета большо-

го числа вариантов. Для ручного расчета одного варианта тепловой схемы современной ТЭС требуются значительные затраты труда и времени. Поэтому в настоящее время начинают применяться ЭВМ. Одновременно на ЭВМ может быть решена задача комплексной технико-экономической оптимизации тепловых схем ТЭС.

Расчет на ЭВМ заключается в составлении и решении системы линейных и нелинейных алгебраических уравнений. Из-за большого числа элементов в схеме и переменных величин порядок системы уравнений получается высоким. Одновременно с расчетом тепловых балансов в подогревателях должны определяться параметры в точках отборов. Вследствие ограниченной памяти ЭВМ трудно использовать табличные данные для определения параметров пара и воды. Поэтому приходится вводить интерполяционные уравнения состояния МЭИ—ВТИ, Хотеса и др. Система уравнений тепловой схемы решается на ЭВМ итеративными методами. Алгоритм и программу расчета целесообразно строить по блочному принципу, выделяя стандартную часть, к которой относятся блоки расчета параметров воды и пара, интерполяции табличных данных, определения корней алгебраических уравнений.

По разработанным в СССР алгоритмам и программам можно рассчитывать тепловые схемы как конденсационных, так и более сложных теплофикационных установок. Для оптимизации структуры и параметров тепловой схемы в целях достижения максимальной тепловой экономичности при расчетах на ЭВМ используются методы нелинейного программирования, покоординатного спуска, градиентов, скорейшего спуска и т. п.

Совместная оптимизация тепловых схем и элементов оборудования имеет целью достижение минимума расчетных затрат по ТЭС. Методы

такой комплексной технико-экономической оптимизации профиля и параметров ТЭС и их элементов с использованием ЭВМ разработаны и применяются отечественными институтами (ЦКТИ, Сибирский энергетический институт АН СССР).

5.4. Пример расчета тепловой схемы КЭС

Рассмотрим в качестве примера расчет тепловой схемы блока К-500-240 (см. рис. 5.2): параметры пара перед турбиной 23,5 МПа и 540 °С; промперегрев осуществляется при давлении 4 МПа (перед ЧСД) до 540 °С; потеря давления в линиях промперегрева пара принимается равной $\Delta p_{п.л} = 0,1 p'_{п.л}$. На приводную турбину питательного насоса пар подается из четвертого отбора главной турбины, имеется конденсатор с давлением $p_{к}^{п.т.н} = 0,006$ МПа. Давление в конденсаторе главной турбины $p_{к} = 3,5 \cdot 10^{-3}$ МПа. ПВД (П2 и П3) имеют пароохладители выносного типа, включенные по схеме Рикара—Некольного. ПНД (П5 и П6) имеют встроенные охладители дренажа. Отсосы из уплотнений турбины и от штоков клапанов используются в деаэраторе ($\alpha_{упл1} = 0,01$) и в подогревателе уплотнений ($\alpha_{упл2} = 0,005$). Условно принято, что поток пара $\alpha_{упл} = \alpha_{упл1} + \alpha_{упл2} = 0,015$ поступает из паропровода острого пара, имея энтальпию i_0 . Пар на эжекторы ($\alpha_0 = 0,006$) подается из деаэратора с энтальпией $i_{д.л}$. Потеря на утечку принимается равной $\alpha_{ут} = 0,02$, она восполняется испарительной установкой.

В соответствии с технико-экономическими рекомендациями $i_{п.в} = i_{п1} = 270^\circ\text{C}$. Вследствие подмешивания потоков из выносных пароохладителей эта температура будет несколько выше, что будет учтено в процессе расчета. Исходя из данных технико-экономических расчетов недогрев воды в ПВД принимается для дорогого топлива $\vartheta_{ПВД} = 4^\circ\text{C}$, а для ПНД $\vartheta_{ПНД} = 2^\circ\text{C}$ и остаточный перегрев пара после пароохладителей $\vartheta_{п.о} = 10^\circ\text{C}$.

На первом этапе расчета должны быть выбраны параметры пара и воды регенеративной установки. Поскольку у III охладитель пара встроенный, эффект его применения выражается в снижении недогрева воды до температуры насыщения: примем $\theta_{п1}=2^\circ\text{C}$. В таком случае температура насыщения пара из первого отбора в корпусе подогревателя должна быть равна $t_{п1}=t_{п.в}+\theta_{п1}=272^\circ\text{C}$. Этим определяется давление пара в подогревателе: $p_{п1}=5,68\text{ МПа}$. Принимая потерю давления в паропроводах отборов на ПВД равной 6%, получаем необходимое давление в трубке первого отбора $p_1=1,06\text{ МПа}$, $p_{п1}=6,02\text{ МПа}$. Оценим давление питательной воды $p_{п.в}=32\text{ МПа}$, тогда удельная энтальпия за III $i_{п.в}=i_{п1}^в=1182\text{ кДж/кг}$.

Давление пара перед ЧСД турбины после промпрегрева принято равным $p''_{п.п}=4\text{ МПа}$ (15–20% p_0). С учетом сопротивления системы промпрегрева $p'_{п.п}=1,1\text{ МПа}$, $p''_{п.п}=4,4\text{ МПа}$. ПВД II2 питается паром из «холодной» нитки промпрегрева, и с учетом сопротивления линии отбора $p_{п2}=0,94$, $p'_{п.п}=4,14\text{ МПа}$. Соответствующая температура насыщения $t_{п2}=252,5^\circ\text{C}$. С учетом недогрева $t_{п2}=t_{п2}-\theta_{ПВД}=248,5^\circ\text{C}$, и удельная энтальпия воды за подогревателем $i_{п2}^в=1082\text{ кДж/кг}$.

Третий отбор пара осуществляется после точки промпрегрева. Параметры третьего и последующих отборов определяются по методу «индифферентной» точки. Для этого необходимо построить i, s -диаграмму процесса в ЧВД турбины, промпрегрева пара и наметить ориентировочно i, s -диаграмму процесса в ЧСД и ЧНД. Необходимо оценить КПД проточной части турбины. Обычно при этом используются заводские расчетные данные. В рассматриваемом случае приняты следующие значения относительных КПД частей турбины: $\eta_{oi}^{ЧВД}=85\%$ (учтено наличие регулирующей ступени), $\eta_{oi}^{ЧСД}=89\%$ и $\eta_{oi}^{ЧНД}=80\%$ (учтено наличие влажности в последних ступенях). Начальная удельная энтальпия пара $i_0=3320\text{ кДж/кг}$. Потерю давления на входе острого пара в турбину примем равной 5%, откуда $p'_0=0,95\text{ МПа}$, $p_0=22,4\text{ МПа}$. Потеря давления в перепускных трубах между ЦСД и ЧНД не учитывалась.

Адиабатическая энтальпия пара после ЦВД $i'_{п.п.а}=2900\text{ кДж/кг}$, действительная $i'_{п.п}=i_0-\eta_{oi}^{ЧВД}(i_0-i'_{п.п.а})=3320-0,85\times(3320-2900)=2963\text{ кДж/кг}$. Энтальпия пара после промпрегрева $i''_{п.п}=3338\text{ кДж/кг}$. Оценивая давление пара после ЦСД $p''_{ЧСД}\approx 0,2\text{ МПа}$, получаем $i'_{ЧСД.а}\approx 2741\text{ кДж/кг}$ и $i'_{ЧСД}=i''_{п.п}-\eta_{oi}^{ЧСД}(i''_{п.п}-i'_{ЧСД.а})=2829\text{ кДж/кг}$. При $p_k=0,0035\text{ МПа}$ $i_{к.а}\approx 2220\text{ кДж/кг}$ и $i_k=i'_{ЧСД}-\eta_{oi}^{ЧНД}\times(i'_{ЧСД}-i_{к.а})=2342\text{ кДж/кг}$.

Для нахождения «индифферентной» точки необходимо определить абсолютный внутренний КПД ЧВД турбины:

$$\eta_{i\text{ЧВД}}=\frac{i_0-i'_{п.п}}{i_0-i_{п.в}}=\frac{3320-2963}{3320-1182}=0,167.$$

Индифферентный теплоперепад

$$h_{инд}=\eta_{i\text{ЧВД}}q_{п.п}=\eta_{i\text{ЧВД}}(i''_{п.п}-i'_{п.п})=0,167(3538-2963)=96,2\text{ кДж/кг}.$$

Удельная энтальпия пара в «индифферентной» точке

$$i_{инд}=i''_{п.п}-h_{инд}=3538-96,2=3442\text{ кДж/кг}.$$

Давление в «индифферентной» точке $p_{инд}=2,85\text{ МПа}$, температура насыщения $t_{п.инд}=231^\circ\text{C}$. Принимая температурный напор для ПВД $\theta_{ПВД}=4^\circ\text{C}$, получаем условную температуру подогретой питательной воды паром «индифферентной» точки $t_{п.инд}=227^\circ\text{C}$. Соответствующая энтальпия питательной воды при давлении 32 МПа $i_{п.инд}^в=985\text{ кДж/кг}$. Разбивка подогрева питательной воды и основного конденсата от конденсатора турбины до индифферентной точки производится по методу геометрической прогрессии прироста энтальпии воды, предложенному В. Я. Рыжковым (наличие в схеме деаэратора пока не учитывается).

Удельная энтальпия конденсата в конденсаторе турбины $i_{пк}^в=111,8\text{ кДж/кг}$. В соответствии с принятой тепловой схемой установки (см. рис. 5.2) до «индифферентной» точки должно быть восемь интервалов подогрева воды (восьмой интервал не реализуется):

$$\frac{\tau_{инд}}{\tau_8}=\frac{\tau_3}{\tau_4}=\frac{\tau_4}{\tau_5}=\frac{\tau_5}{\tau_6}=\frac{\tau_6}{\tau_7}=\frac{\tau_7}{\tau_8}=\frac{\tau_8}{\tau_9}=m.$$

Сумма перепадов удельных энтальпий этих восьми интервалов равна общему приросту энтальпии:

$$i_{п.инд}^в-i_{пк}^в=\tau_9(1+m+m^2+m^3+m^4+m^5+m^6+m^7)=\tau_9(1-m^8)/(1-m).$$

Полагая $m=1,03$, получаем:

$$\tau_9=(i_{п.инд}^в-i_{пк}^в)\frac{1-m}{1-m^8}= (985-111,8)\frac{1-1,03}{1-1,03^8}=98,2\text{ кДж/кг}.$$

Соответственно подсчитываются удельные энтальпии воды после подогревателей:

$$i_{п9}^в=i_{пк}^в+\tau_9=111,8+98,2=210\text{ кДж/кг};$$

$$i_{п8}^в=i_{п9}^в+m\tau_9=210+1,03\cdot 98,2=311,2\text{ кДж/кг};$$

$$\begin{aligned}
i_{п7}^в &= i_{п8}^в + m^2 \tau_9 = 311,2 + \\
&+ 1,03^2 \cdot 98,2 = 415,3 \text{ кДж/кг;} \\
i_{п6}^в &= i_{п7}^в + m^3 \tau_9 = 415,3 + \\
&+ 1,03^3 \cdot 98,2 = 522,6 \text{ кДж/кг;} \\
i_{п5}^в &= i_{п6}^в + m^4 \tau_9 = 522,6 + \\
&+ 1,03^4 \cdot 98,2 = 633,2 \text{ кДж/кг;} \\
i_{п4}^в &= i_{п5}^в + m^5 \tau_9 = 633,2 + \\
&+ 1,03^5 \cdot 98,2 = 747,0 \text{ кДж/кг;} \\
i_{п3}^в &= i_{п4}^в + m^6 \tau_9 = 747,0 + \\
&+ 1,03^6 \cdot 98,2 = 864,3 \text{ кДж/кг;} \\
i_{п3 \text{ ввд}}^в &= i_{п3}^в + m^7 \tau_9 = 864,3 + \\
&+ 1,03^7 \cdot 98,2 = 985,1 \text{ кДж/кг.}
\end{aligned}$$

Распределение выполнено правильно, поскольку полученное значение $i_{п3 \text{ ввд}}^в$ совпало со значением, определенным ранее. Далее вычисляются последовательно температуры подогретой воды, насыщенного греющего пара и давления пара в подогревателях. Полагая давление основного конденсата $p_{к.н} \approx 2$ МПа и применяя, где требуется, линейную интерполяцию, получаем:

$$\begin{aligned}
t_{п9} &= 49,8^\circ\text{C}; t_{9н} = t_{п9} + \theta_{ПНД} = 49,8 + \\
&+ 2 = 51,8^\circ\text{C}; p_{п9} = 0,0134 \text{ МПа;} \\
t_{п8} &= 73,9^\circ\text{C}; t_{8н} = t_{п8} + \theta_{ПНД} = \\
&= 73,9 + 2 = 75,9^\circ\text{C}; p_{п8} = 0,04 \text{ МПа;} \\
t_{п7} &= 98,8^\circ\text{C}; t_{7н} = t_{п7} + \theta_{ПНД} = \\
&= 98,8 + 2 = 100,8^\circ\text{C}; p_{п7} = 0,105 \text{ МПа;} \\
t_{п6} &= 124,1^\circ\text{C}; t_{6н} = t_{п6} + \theta_{ПНД} = \\
&= 124,1 + 2 = 126,1^\circ\text{C}; p_{п6} = 0,24 \text{ МПа;} \\
t_{п5} &= 150^\circ\text{C}; t_{5н} = t_{п5} + \theta_{ПНД} = \\
&= 150 + 2 = 152^\circ\text{C}; p_{п5} = 0,502 \text{ МПа;} \\
t_{п4} &= 176,2^\circ\text{C}; t_{4н} = t_{п4} + \theta_{ПНД} = \\
&= 176,2 + 2 = 178,2^\circ\text{C}; p_{п4} = 0,96 \text{ МПа;}
\end{aligned}$$

принимая $p_{п.в} = 32$ МПа, будем искать:

$$\begin{aligned}
t_{п3} &= 199,5^\circ\text{C}; t_{3н} = t_{п3} + \theta_{ПВД} = \\
&= 199,5 + 4 = 203,5^\circ\text{C;}
\end{aligned}$$

$$p_3 = 1,67 \text{ МПа.}$$

Давление в патрубках отборов для ПНД определялось с учетом потери давления в линиях отборов в размере 10%: $p_9 = 1,1 p_{п9} = 0,0147$ МПа; $p_8 = 1,1 p_{п8} = 0,044$ МПа; $p_7 = 1,1 p_{п7} = 0,115$ МПа; $p_6 = 1,1 p_{п6} = 0,264$ МПа; $p_5 = 1,1 p_{п5} = 0,553$ МПа; $p_4 = 1,1 p_{п4} = 1,06$ МПа. Потеря давления в третьем отборе принята равной 6%: $p_3 = 1,06 \cdot p_{п3} = 1,77$ МПа.

Теперь могут быть уточнены параметры процесса расширения пара в турбине (рис. 5.4): давление за ЧСД равно давлению в шестом отборе, округленно принимаем $p_6 = 0,26$ МПа. Удельная энтальпия пара за ЧСД $i_6 = 2878$ кДж/кг. Полагая по-прежнему $p_k = 0,0035$ МПа и $\gamma_{0, \text{ЧНД}} = 0,8$,

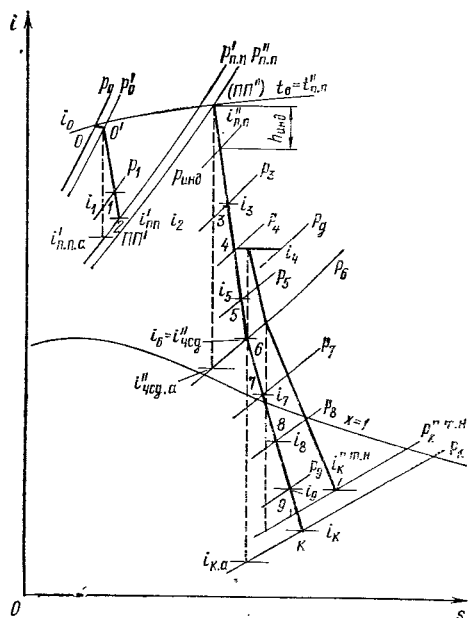


Рис. 5.4. i, s -диаграмма процесса работы пара в турбине К-500-240.

получаем $i_k = 2350$ кДж/кг. Вместо ПНД П4 поверхностного типа, принятого при разбивке подогрева по ступеням, в реальной схеме должен быть деаэратор. Рабочее давление в нем принимается несколько ниже, чем p_4 по разбивке, чтобы обеспечить регулирование давления в деаэраторе при колебаниях нагрузки. Принимаем $p_d = 0,8$ МПа и $t_{дв} = 170,4^\circ\text{C}$.

Коэффициенты недовыработки пара отборов подсчитываются по формулам:

$$\begin{aligned}
y_1 &= \frac{i_1 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_k}{i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_k} = \\
&= \frac{3020 - 2963 + 3538 - 2350}{3320 - 2963 + 3538 - 2350} = 0,807;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
y_2 &= \frac{i''_{п.п} - i_k}{i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_k} = \\
&= \frac{1188}{1545} = 0,769;
\end{aligned}$$

$$y_3 = \frac{i_3 - i_k}{H_i} = \frac{3313 - 2350}{1545} = 0,623.$$

Коэффициенты недовыработки остальных отборов определяются по формулам, аналогичным формуле для y_3 .

Некоторые регенеративные подогреватели (см. рис. 5.2) имеют охладители дренажа. Для ПВД при дорогом топливе превышение температуры охлаждающего дренажа над температурой входящей воды принимается равным $\theta_{0,д} = 7^\circ\text{C}$. В таком слу-

чае для подогревателя П1 $t_{1др} = t_{п2} + \theta_{о.д} = 248,5 + 7 = 255,5^\circ\text{C}$. При давлении $p_{п1} = 5,68$ МПа удельная энтальпия дренажа $i^p_{п1} = 1102,9$ кДж/кг. Соответственно для ПВД П2 $t_{2др} = t_{п3} + \theta_{о.д} = 199,5 + 7 = 206,5^\circ\text{C}$. При давлении $p_{п2} = 4,14$ МПа $i^p_{2др} = 873,6$ кДж/кг.

До выполнения соответствующей оценки для ПВД П3 необходимо определить повышение энтальпии воды в питательном насосе, где осуществляется сжатие воды от давления в деаэраторе $p_d = 0,8$ МПа до $p_{п.в} = 32$ МПа. Удельный объем воды при температуре насыщения в деаэраторе $v \approx 0,0011$ м³/кг. Приняв внутренних относительный (гидравлический) КПД питательного насоса $\eta^p_{п.в} = 0,85$, определим повышение энтальпии воды в питательном насосе:

$$h_{п1} = \frac{10^3 v_{ср}(p_{п.в} - p_d)}{\gamma^p_{п1}} = \frac{10^3 \cdot 0,0011 (32 - 0,8)}{0,85} = 40,3 \text{ кДж/кг.}$$

В таком случае энтальпия питательной воды за питательным насосом

$$i^p_{п.в} = i^p_d + h_{п1} = 720,9 + 40,3 = 761,2 \text{ кДж/кг.}$$

Соответствующая температура воды $t_{п.в} = 175,6^\circ\text{C}$. Теперь можно оценить температуру дренажа из ПВД П3:

$$t_{3др} = t_{п.в} + \theta_{о.д} = 175,6 + 7 = 182,6^\circ\text{C.}$$

При давлении $p_{п3} = 1,67$ МПа $i^p_{3др} = 766$ кДж/кг. Принимаем для ПНД $\theta_{о.д} = 5^\circ\text{C}$. Для ПНД П5 $t_{5др} = t_{п6} + \theta_{о.д} = 124,1 + 5 = 129,1^\circ\text{C}$. При давлении в корпусе подогревателя $p_{п5} = 0,5$ МПа $i^p_{5др} = 542,7$ кДж/кг. Для ПНД П6 $t_{6др} = t_{п7} + \theta_{о.д} = 98,8 + 5 = 103,8^\circ\text{C}$. При давлении $p_{п6} = 0,24$ МПа $i^p_{6др} = 435,2$ кДж/кг. Остальные подогреватели охладителей дренажа не имеют.

Для охладителя пара второго отбора $t_{п.о2} = t_{п2} + \theta_{о.п} = 252,5 + 10 = 262,5^\circ\text{C}$ и энтальпия пара $i^p_{п.о2} = 2816$ кДж/кг. То же для охладителя пара третьего отбора: $t_{п.о3} = t_{п3} + \theta_{о.п} = 203,5 + 10 = 213,5^\circ\text{C}$ и соответственно $i^p_{п.о3} = 2807$ кДж/кг.

Необходимо построить процесс работы пара в приводной турбине питательного насоса. На турбину забирается пар из четвертого отбора с давлением 1,06 МПа, температурой 360°C и удельной энтальпией 3180 кДж/кг. Учитывая потерю давления в 10% на входе пара в приводную турбину, будем иметь $p_{п.т.в} = 0,9 p_t = 0,955$ МПа. До давления 0,26 МПа примем КПД проточной части приводной турбины насоса $\eta_{п.т.в.о1} = 0,82$. Энтальпия пара в конце этого участка $i_{п.т.в1} = 2912$ кДж/кг. При давлении в конденсаторе приводной турбины 0,006 МПа КПД $\eta^p_{п.т.в.о1} = 0,75$ и $i_{п.т.в1} = 2454$ кДж/кг.

В табл. 5.1 приводятся расчетные параметры пара и воды для рассматриваемой турбоустановки.

Расчет тепловой схемы установки следует начинать с внешних узлов. К таким внешним узлам в рассматриваемом случае относится испаритель. Производительность его по вторичному пару должна равняться потерям теплоносителя: $\alpha_{п1} = \alpha_{ут} = 0,02$. Приняв температурный напор в испарителе $\theta_{п1} = 15^\circ\text{C}$, получим температуру насыщения вторичного пара: $t_{п1н} = t_{п.в} - \theta_{п1} = 152 - 15 = 137^\circ\text{C}$, откуда давление вторичного пара $p_{п1} = 0,33$ МПа. Энтальпия вторичного (насыщенного) пара $i_{п1н} = 2730,1$ кДж/кг и воды в испарителе $i^p_{п1н} = 576,2$ кДж/кг. Пусть температура питательной воды испарителя $t_{о.в} = 30^\circ\text{C}$ и ее энтальпия $i^p_{о.в} = 126,1$ кДж/кг. Примем продувку испарителя в размере $\alpha^p_{п1} = 0,05 \times \alpha_{п1} = 0,001$.

Из уравнения теплового баланса испарителя

$$\alpha_{п5} (i_5 - i^p_{5н}) \gamma_{п1} = \alpha_{п1} (i_{п1н} - i^p_{о.в}) + \alpha^p_{п1} (i^p_{п1н} - i^p_{о.в})$$

получим

$$\alpha_{п5} = \frac{0,02 (2730,1 - 126,1) + 0,001 (576,2 - 126,1)}{(3024 - 640,8) \times 1} = 0,0225.$$

Относительный расход питательной воды

$$\alpha_{п.в} = 1 + \alpha_{ут} + \alpha_{упл} = 1 + 0,020 + 0,015 = 1,035.$$

Расчет регенеративной системы начинается с расчета ПВД. В схеме включения пареоохладителей параллельно ПВД (схема Рикара — Некольного) полагаем, что на каждый пареоохладитель отвечает 10% расхода питательной воды. Тогда через подогреватель П1 проходит $0,8 \alpha_{п.в}$; через П2 — $0,9 \alpha_{п.в}$; через П3 — полный расход питательной воды.

Из уравнения теплового баланса подогревателя П1

$$\alpha_{п1} (i_1 - i^p_{1др}) \gamma_{п1} = 0,8 \alpha_{п.в} (i^p_{п1} - i^p_{п2})$$

находим

$$\alpha_{п1} = \frac{0,8 \cdot 1,035 (1182 - 1082)}{(3020 - 1102,9) \cdot 0,98} = 0,0442.$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя П2

$$\alpha_{п2} (i_{п.о2} - i^p_{2др}) \gamma_{п1} + \alpha_{п1} (i^p_{1др} - i^p_{2др}) \gamma_{п1} = 0,9 \alpha_{п.в} (i^p_{п2} - i^p_{п3})$$

Таблица 5.1. Расчетные параметры пара и воды для турбоустановки К-500-240

Наименование величины	Точки процесса (см. рис. 5.4)															
	0	0'	1	2 (ПП')	(ПП'')	3	ПН''	4	Д	Б	И1	6	7	8	9	К
Давление в патрубке отбора турбины p_i , МПа	23,5	22,4	6,02	4,4	4,0	1,77	—	1,06	—	0,55	—	0,26	0,115	0,044	0,0147	0,0035
Давление в корпусе подогревателя p_{pi} , МПа	—	—	5,68	4,14	—	1,67	—	0,96	0,8	0,5	0,33	0,24	0,105	0,04	0,0134	—
Температура пара t_i , °С, или x_i (если пар влажный)	540	536	343	308	540	427	—	360	358	282	—	203	140	$x=0,995$	$x=0,958$	$x=0,917$
Температура пара за пароохладителем $t_{п.oi}$, °С	—	—	—	262,5	—	213,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Энтальпия пара в отборе турбины i_i , кДж/кг	3320	3320	3020	2963	3538	3313	—	3180	3180	3024	2730,1	2878	2756	2630	2501	2350
Энтальпия пара за пароохладителем $i_{п.oi}$, кДж/кг	—	—	—	2816	—	2807	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Температура насыщения в подогревателе t_{ni} , °С	—	—	272	252,5	—	203,5	—	—	170,4	152	137	126,1	100,8	75,9	51,8	26,7
Удельная энтальпия насыщенной воды i_{ni}^B , кДж/кг	—	—	1195,6	1098	—	868	—	—	720,9	640,8	576,2	529,2	419	318	217	111,8
Температура дренажа за охладителем дренажа t_{idr} , °С	—	—	255,5	206,5	—	180,6	—	—	—	129,1	—	103,8	—	—	—	—
Удельная энтальпия дренажа за охладителем дренажа i_{idr}^B , кДж/кг	—	—	1102,9	873,6	—	766	—	—	—	542,7	—	435,2	—	—	—	—
Температура нагреваемой воды после подогревателя t_{wi} , °С	—	—	270	248,5	—	199,5	175,6	—	170,4	150	—	124,1	98,8	73,9	49,8	—
Удельная энтальпия нагреваемой воды после подогревателя i_{wi}^B , кДж/кг	—	—	1182	1082	—	864,3	761,2	—	720,9	638,2	—	522,6	415,3	311,2	210	—
Коэффициент недовыработки пара отбора y_i	—	—	0,807	0,769	—	0,623	—	0,537	—	0,436	—	0,3425	0,2625	0,1812	0,0978	—

находим

$$\alpha_{п2} = \frac{0,9 \cdot 1,035 (1082 - 864,3) -}{(2816 - 873,6) \times} \rightarrow -0,0442 (1102,9 - 873,6) \cdot 0,98 \rightarrow \times 0,98 = 0,101.$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя ПЗ

$$\alpha_{п2} (i_{п.оз} - i_{зд.р}) \gamma_{п1} + (\alpha_{п1} + \alpha_{п2}) (i_{2.лр} - i_{зд.р}) \gamma_{п1} - \alpha_{п.в} (i_{п2}^{в} - i_{п.н}^{в})$$

находим

$$1,035 (864,3 - 761,2) - (0,0442 + + 0,101) (873,6 - 766) 0,98 = \frac{(2807 - 766) 0,98}{= 0,0458.}$$

Из уравнения теплового баланса парохладителя ПО2

$$\alpha_{п2} (i_2 - i_{п.оз}) \eta_{п1} = 0,1 \alpha_{п.в} (i_{п.оз}^{в} - i_{п2}^{в})$$

находим

$$i_{п.оз}^{в} = 1082 + \frac{0,101 (2963 - 2816) 0,98}{0,1 \cdot 1,035} = 1222,6 \text{ кДж/кг}$$

Из уравнения теплового баланса парохладителя ПО3

$$\alpha_{п3} (i_3 - i_{п.оз}) \eta_{п1} = 0,1 \alpha_{п.в} (i_{п.оз}^{в} - i_{п3}^{в})$$

находим

$$i_{п.оз}^{в} = 864,3 + \frac{0,0458 (3313 - 2807) \cdot 0,98}{0,1 \cdot 1,035} = 1083,8 \text{ кДж/кг.}$$

Из уравнения теплового баланса смешения основного потока питательной воды с потоками воды, прошедшими через парохладители,

$$0,8 \alpha_{п.в} i_{п.в}^{в} + 0,1 \alpha_{п.в} i_{п.оз}^{в} + + 0,1 \alpha_{п.в} i_{п.оз}^{в} = \alpha_{п.в} i_{п.в}^{в'}$$

находим энтальпию питательной воды после точки смешения

$$i_{п.в}^{в'} = 0,8 \cdot 1182 + 0,1 \cdot 1222,6 + + 0,1 \cdot 1083,8 = 1175,6 \text{ кДж/кг.}$$

Из уравнения материального баланса деаэратора

$$\alpha_{п.в} = \alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3} + \alpha_{упл1} - - \alpha_3 + \alpha'_{к.н} + \alpha_{д4} + \alpha_{п1}$$

находим

$$\alpha'_{к.н} = 1,035 - 0,0442 - 0,101 - 0,0458 - - 0,01 + 0,006 - 0,02 - \alpha_{д4} = 0,82 - \alpha_{д4} \quad (5.8)$$

При давлении $p_{д4} = 0,8$ МПа энтальпия сухого насыщенного пара $i_{д4} = 2768,4$ кДж/кг.

Из уравнения теплового баланса деаэратора

$$(\alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3}) i_{зд.р}^{в} + \alpha_{упл1} i_0 + \alpha'_{к.н} i_{п5}^{в} + + \alpha_{д4} i_{д4} - \alpha_3 i_{д.н} + \alpha_{п1} i_{п1н} = \alpha_{п.в} i_{д.н}^{в} / \gamma_{п1},$$

или

$$(0,0442 + 0,101 + 0,0458) \cdot 766 + + 0,01 \cdot 3320 + (0,82 - \alpha_{д4}) \cdot 633,2 + + \alpha_{д4} \cdot 3180 - 0,006 \cdot 2768,4 + 0,02 \cdot 576,2 = = 1,035 \cdot 720,9 / 0,98,$$

находим $\alpha_{д4} = 0,0257$ и далее из (5.8) $\alpha'_{к.н} = = 0,7943$. Доля расхода пара на приводную турбину питательного насоса

$$\alpha_{т.п} = \frac{\alpha_{п.в} h_{п.н}^{в}}{H_{т.п.н}^{т.п} \gamma_{п.н}^{т.п}} =$$

$$= \frac{1,035 \cdot 10^3 (p_{п.н} - p_{д}) v_{ср}}{(3180 - 2454) \cdot 0,83 \cdot 0,98} = \frac{1035 \cdot 0,0011 (32 - 0,8)}{726 \cdot 0,813} = 0,0602.$$

Из уравнения теплового баланса ПНД П5

$$\alpha_{п5} (i_5 - i_{зд.р}) \gamma_{п1} = \alpha'_{к.н} (i_{п5}^{в} - i_{к.н}^{в}),$$

или $\alpha_{п5} (3024 - 542,7) \cdot 0,98 = 0,7943 (633,2 - - i_{к.н}^{в})$, находим

$$\alpha_{п5} = 0,206 - 0,000325 i_{к.н}^{в} \quad (5.9)$$

Из уравнения теплового баланса конденсатора испарителя

$$\alpha_{п1} (i_{п1н} - i_{п1н}^{в}) \eta_{п1} = (\alpha'_{к.н} - \alpha_{п5} - \alpha_{п5} - - \alpha_{п6}) (i_{к.н}^{в} - i_{п6}^{в}) + (\alpha_{п5} + \alpha_{п5} + + \alpha_{п6}) (i_{к.н}^{в} - i_{п6}^{в}),$$

или

$$0,02 (2730,1 - 576,2) \cdot 0,98 = (0,7943 - - 0,206 + 0,000325 i_{к.н}^{в} - 0,0225 - \alpha_{п6}) \times \times (i_{к.н}^{в} - 522,6) + (0,206 - 0,000325 i_{к.н}^{в} + + 0,0225 + \alpha_{п6}) (i_{к.н}^{в} - 529,2),$$

находим

$$i_{к.н}^{в} = 577 + 8,29 \alpha_{п6} \quad (5.10)$$

Из (5.9) и (5.10) следует:

$$\alpha_{п5} = 0,0182 - 0,002695 \alpha_{п6} \quad (5.11)$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя П6

$$\alpha_{п6} (i_6 - i_{зд.р}) \gamma_{п1} + \alpha_{п5} (i_{п5}^{в} - i_{зд.р}) \gamma_{п1} + + \alpha_{п5} (i_{зд.р} - i_{п6}^{в}) \gamma_{п1} = (\alpha'_{к.н} - \alpha_{п5} - - \alpha_{п5} - \alpha_{п6}) (i_{п6}^{в} - i_{п7}^{в}),$$

или

$$\alpha_{п6} (2878 - 435,2) \cdot 0,98 + 0,0225 (640,8 - - 435,2) \cdot 0,98 + (0,0182 - 0,002695 \alpha_{п6}) \times \times (542,7 - 435,2) \cdot 0,98 = (0,7943 - - 0,0182 + 0,002695 \alpha_{п6} - 0,0225 - \alpha_{п6}) \times \times (522,6 - 415,3),$$

находим $\alpha_{п6} = 0,0297$; из (5.10) следует $i_{к.н}^{в} = 577,2$ кДж/кг и из (5.11) $\alpha_{п5} = = 0,0181$. При $p_{к.н} = 2$ МПа температура основного конденсата за конденсатором испарителя $t_{к.н} = 136,9^\circ\text{C}$.

Из уравнения теплового баланса подогревателя П7

$$\alpha_{п7}(i_7 - i_{п7}^B) \gamma_4 = (\alpha'_{к.н} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6} - \alpha_{п7} - \alpha_{п8})(i_{п7}^B - i_{п8}^B) + (\alpha_{п7} + \alpha_{п8})(i_{п7}^B - i_{п8}^B),$$

или $\alpha_{п7}(2756 - 419) \cdot 0,98 = (0,7943 - 0,0181 - 0,0225 - 0,0297 - \alpha_{п7} - \alpha_{п8})(415,3 - 311,2) + (\alpha_{п7} + \alpha_{п8})(415,3 - 318),$

имеем

$$\alpha_{п7} = 0,0329 - 0,00297 \alpha_{п8}. \quad (5.12)$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя П8

$$\alpha_{п8}(i_8 - i_{п8}^B) \gamma_{п} + \alpha_{п7}(i_{п7}^B - i_{п8}^B) \gamma_{п} = (\alpha'_{к.н} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6} - \alpha_{п7} - \alpha_{п8})(i_{п8}^B - i_{п9}^B),$$

или

$$\alpha_{п8} = (2630 - 318) \cdot 0,98 + \alpha_{п7}(419 - 318) \cdot 0,98 = (0,7943 - 0,0181 - 0,0225 - 0,0297 - \alpha_{п7} - \alpha_{п8}) \times (311,2 - 210),$$

с учетом (5.12) имеем $\alpha_{п8} = 0,0282$ и $\alpha_{п7} = 0,0328$.

Из уравнения теплового баланса подогревателя уплотнений ПУ

$$\alpha_{упл2}(i_0 - i_{п.у.н}) \eta_{п} = \alpha_{к.н}(i_{п.у}^B - i_{к}^B),$$

полагая при $p_{п.у} \approx 0,1$ МПа $i_{п.у.н} = 417,5$ кДж/кг и принимая во внимание, что $\alpha_{к.н} = \alpha'_{к.н} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6} - \alpha_{п7} - \alpha_{п8} = 0,7943 - 0,0181 - 0,0225 - 0,0297 - 0,0328 - 0,0282 = 0,663$, будем иметь

$$0,005(3320 - 417,5) \cdot 0,98 = 0,663(i_{п.у}^B - 111,8),$$

откуда $i_{п.у}^B = 133$ кДж/кг. При $p_{к.н} = 2$ МПа $t_{п.у} = 31,3^\circ\text{C}$.

Из уравнения теплового баланса подогревателя эжекторов ПЭ

$$\alpha_0(i_{д.н} - i_{п.э.н}) \eta_{п} = \alpha_{к.н}(i_{п.э}^B - i_{п.э}^B),$$

полагая при $p_{п.э} \approx 0,1$ МПа $i_{п.э.н} = 417,5$ кДж/кг, получаем равенство

$$0,006(2768,4 - 417,5) \cdot 0,98 = 0,663(i_{п.э}^B - 133),$$

откуда $i_{п.э}^B = 153,5$ кДж/кг. При $p_{к.н} = 2$ МПа $t_{п.э} = 36,2^\circ\text{C}$.

Из уравнения теплового баланса подогревателя П9

$$\alpha_{п9}(i_9 - i_{п9}^B) \eta_{п} = \alpha_{к.н}(i_{п9}^B - i_{п9}^B),$$

$$\alpha_{п9} = \frac{0,663(210 - 153,5)}{(2501 - 217) \cdot 0,98} = 0,0167.$$

Доля расхода пара в конденсатор турбины

$$\alpha_{к} = 1 - \alpha_{п1} - \alpha_{п2} - \alpha_{п3} - \alpha_{д4} - \alpha_{т.н4} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6} - \alpha_{п7} - \alpha_{п8} - \alpha_{п9} = 1 - 0,0442 - 0,101 - 0,0458 - 0,0257 - 0,0602 - 0,0181 - 0,0225 - 0,0297 - 0,0328 - 0,0282 - 0,0167 = 0,5751.$$

В качестве проверки правильности расчета определим расход основного конденсата из уравнения материального баланса конденсатора турбины:

$$\alpha_{к.н} = \alpha_{к} + \alpha_{п9} + \alpha_{п8} + \alpha_{упл2} + \alpha_{т.н} = 0,5751 + 0,0167 + 0,006 + 0,005 + 0,0602 = 0,663.$$

Результат совпал с полученным ранее значением.

Расход пара турбиной при чисто конденсационном режиме

$$D^K = \frac{N}{(i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_{к}) \eta_{мех} \gamma_{г}} = \frac{500}{(3320 - 2963 + 3538 - 2350) \cdot 0,993 \cdot 0,99} = 330 \text{ кг/с}.$$

Далее определяется сумма произведений $\Sigma \alpha_i y_i$. Коэффициент недовыработки пара отбора на приводную турбину насоса рассчитывается по неиспользуемому в главной турбине теплоперепаду $i'_{п.т.н} - i''_{п.т.н}$, поскольку выход из приводной турбины насоса может возвращаться в нижерасположенный отбор главной турбины. В данном случае приводная турбина конденсационного типа и поэтому

$$y_{т.п} = \frac{i'_{т.п} - i''_{т.п}}{i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_{к}} = \frac{i_4 - i_{к}}{i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_{к}} = y_4.$$

В таком случае

$$\begin{aligned} \Sigma \alpha_i y_i &= \alpha_{п1} y_1 + \alpha_{п2} y_2 + \alpha_{п3} y_3 + (\alpha_{д4} + \alpha_{т.н4}) y_4 + (\alpha_{п5} + \alpha_{п6}) y_5 + \\ &+ \alpha_{п6} y_6 + \alpha_{п7} y_7 + \alpha_{п8} y_8 + \alpha_{п9} y_9 = \\ &= 0,0442 \cdot 0,807 + 0,101 \cdot 0,769 + 0,0458 \cdot 0,623 + (0,0257 + 0,0602) \times \\ &\times 0,537 + (0,0181 + 0,0225) \cdot 0,436 + 0,0297 \cdot 0,3425 + 0,0328 \cdot 0,2625 + \\ &+ 0,0282 \cdot 0,1812 + 0,0167 \cdot 0,0978 = 0,2315. \end{aligned}$$

Расход острого пара в турбину

$$D = \frac{D^K}{1 - \Sigma y_i \alpha_i} = \frac{330}{1 - 0,2315} = 429 \text{ кг/с}.$$

Расход питательной воды $D_{п.в} = \alpha_{п.в} D = 1,035 \cdot 429 = 445$ кг/с. Расходы пара в отборы: $D_{п1} = \alpha_{п1} D = 19$ кг/с; $D_{п2} = \alpha_{п2} D = 43,4$ кг/с; $D_{п3} = \alpha_{п3} D = 19,7$ кг/с; $D_{д4} = \alpha_{д4} D = 11$ кг/с; $D_{т.н4} = \alpha_{т.н4} D = 25,85$ кг/с; $D_{п5} = \alpha_{п5} D = 7,78$ кг/с; $D_{п6} = \alpha_{п6} D = 9,65$ кг/с; $D_{п7} = \alpha_{п7} D = 12,75$ кг/с; $D_{п8} = \alpha_{п8} D = 12,1$ кг/с; $D_{п9} = \alpha_{п9} D = 7,18$ кг/с; $D_{к} = \alpha_{к} D = 246,7$ кг/с.

Мощность привода турбонасоса

$$N_{т.п} = \frac{D_{п.в} v_{ср} (p_n - p_v)}{\eta_n \eta_{мех}^{тп}} =$$

$$= \frac{445 \cdot 0,0011 (32 - 0,8)}{0,83 \cdot 0,98} = 18,8 \text{ МВт.}$$

Сумма долей регенеративных отборов $\Sigma \alpha_{pi} = 0,3647$ и их расходов $\Sigma D_{pi} = 156,5 \text{ кг/с}$. Расход протечек пара через уплотнения $D_{упл} = D_{упл1} + D_{упл2} = 4,29 + 2,15 = 6,44 \text{ кг/с}$. Расход пара на эжектор из деаэратора $D_э = \alpha_э D = 2,58 \text{ кг/с}$; потери с утечками пара и конденсата $D_{ут} = \alpha_{ут} D = 8,58 \text{ кг/с}$.

Удельный расход пара

$$d = \frac{3,6D}{N} = \frac{3,6 \cdot 429}{500} = 3,09 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Расход химически очищенной воды в испаритель

$$D_{о.в} = (\alpha_{н1} + \alpha_{н1}^{пр}) D =$$

$$= (0,02 + 0,001) \cdot 429 = 9 \text{ кг/с.}$$

Расход дистиллята в испарителе $D_{н1} = \alpha_{н1} D = 8,58 \text{ кг/с}$; расход продувки испарителя $D_{прн1} = \alpha_{прн1} D = 0,43 \text{ кг/с}$; расход пара на турбогенераторную установку $D_{т.у} = D + D_{упл} = 429 + 6,44 = 435,44 \text{ кг/с}$.

Для проверки правильности расчета определяется мощность турбоустановки по работающим потокам пара:

$$N_{п1} = 10^{-3} D_{п1} (i_0 - i_1) \eta_{мех} \eta_{г} =$$

$$= 10^{-3} \cdot 19 (3320 - 3020) \cdot 0,993 \times$$

$$\times 0,99 = 5,58 \text{ МВт;}$$

$$N_{п2} = 10^{-3} D_{п2} (i_0 - i'_{п.п}) \eta_{мех} \eta_{г} =$$

$$= 10^{-3} \cdot 43,4 (3320 - 2963) \cdot 0,993 \times$$

$$\times 0,99 = 15,2 \text{ МВт;}$$

$$N_{п3} = 10^{-3} D_{п3} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} -$$

$$- i_3) \eta_{мех} \eta_{г} = 10^{-3} \cdot 19,7 (3320 - 2963 +$$

$$+ 3538 - 3313) \cdot 0,993 \cdot 0,99 = 11,24 \text{ МВт;}$$

$$N_{д} + N_{т.п} = 10^{-3} (D_{д4} + D_{тп4}) (i_0 -$$

$$- i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_4) \eta_{мех} \eta_{г} = 26 \text{ МВт;}$$

$$N_5 = 10^{-3} (D_{п5} + D_{н5}) (i_0 - i'_{п.п} +$$

$$+ i''_{п.п} - i_5) \eta_{мех} \eta_{г} = 14,9 \text{ МВт;}$$

$$N_{п6} = 10^{-3} D_{п6} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} -$$

$$- i_6) \eta_{мех} \eta_{г} = 12,7 \text{ МВт;}$$

$$N_{п7} = 10^{-3} D_{п7} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} -$$

$$- i_7) \eta_{мех} \eta_{г} = 15,7 \text{ МВт;}$$

$$N_{п8} = 10^{-3} D_{п8} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} -$$

$$- i_8) \eta_{мех} \eta_{г} = 15 \text{ МВт;}$$

$$N_{п9} = 10^{-3} D_{п9} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} -$$

$$- i_9) \eta_{мех} \eta_{г} = 9,8 \text{ МВт;}$$

$$N_k = 10^{-3} D_k (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} -$$

$$- i_k) \eta_{мех} \eta_{г} = 374,5 \text{ МВт.}$$

Суммарная мощность потоков пара в турбине $\Sigma N_i = 500,6 \text{ МВт}$. Сходимость с предварительно заданной мощностью хорошая. Расход тепла турбогенераторной установкой

$$Q_{т.у} = D_{т.у} (i_0 - i'_{п.в}) + (D - D_{п1} -$$

$$- D_{п2}) (i''_{п.п} - i'_{п.п}) - D_{н1} (i'_{п.в} - i'_{о.в}) -$$

$$- D_{н1}^{пр} (i'_{п.п} - i'_{о.в}) = 435,44 (3320 -$$

$$- 1182) + (429 - 19 - 43,4) (3538 -$$

$$- 2963) - 8,58 (1182 - 126,1) -$$

$$- 0,43 (576,2 - 126,1) =$$

$$= 1\,130\,937 \text{ кВт (4070 ГДж/ч)}.$$

Коэффициент полезного действия турбогенераторной установки

$$\eta_{т.у} = N / Q_{т.у} = 500\,000 / 1\,130\,937 =$$

$$= 0,442.$$

Паровая нагрузка котельной установки

$$D_{к.у} = D_{т.у} + D_{у.т} =$$

$$= 435,44 + 8,58 = 444,02 \text{ кг/с.}$$

Тепловая нагрузка котельной установки

$$Q_{к.у} = D_{к.у} (i_{пе} - i'_{п.в}) + (D - D_{п1} - D_{п2}) \times$$

$$\times (i_{п.п.к2} - i_{п.п.к1}) =$$

$$= 444,02 (3324 - 1182) + (429 - 19 - 43,4) \times$$

$$\times (3554,6 - 2967,4) =$$

$$= 1\,167\,500 \text{ кВт (4200 ГДж/ч)}.$$

Коэффициент полезного действия трубопроводов $\eta_{тр} = Q_{т.у} / Q_{к.у} = 1\,130\,937 / 1\,167\,500 = 0,971$. Полагая КПД котельной установки $\eta_{к.у} = 0,94$, получаем КПД электростанции

$$\eta_c = \eta_{т.у} \eta_{тр} \eta_{к.у} = 0,442 \cdot 0,971 \cdot 0,94 =$$

$$= 0,403.$$

Удельный расход условного топлива

$$b_y = 0,123 / \eta_c = 0,123 / 0,403 =$$

$$= 0,305 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

5.5. Пример расчета тепловой схемы ТЭЦ

В качестве примера рассмотрим расчет тепловой схемы ТЭЦ с турбинами Т-175/210-130 (рис. 5.3) с начальными параметрами пара 12,7 МПа и 540 °С. Сетевая вода подогревается последовательно во встроенном трубном пучке конденсатора, в нижнем и верхнем сетевых

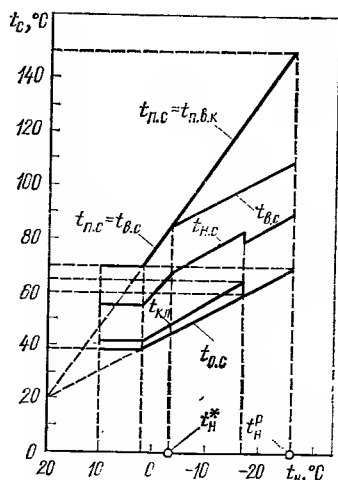


Рис. 5.5. Зависимости температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха.

подогревателях и в пиковом водогрейном котле. Температурный график сетевой воды принят в соответствии с рис. 5.5 с расчетными температурами прямой и обратной сетевой воды 150 и 70 °С при расчетной температуре наружного воздуха —26 °С. Пиковый водогрейный котел включается здесь при температуре наружного воздуха —3 °С.

В соответствии с рекомендациями ПО ТМЗ пучок конденсатора отключается при температуре обратной воды $t_{о.с.}$ выше 60 °С. В этом предельном для пучка режиме подогрев сетевой воды в нем принят равным $\Delta t_{к.п.} = 5$ °С, а ее температура на выходе из пучка $t_{к.п.} = 65$ °С. На рис. 5.5 такой режим соответствует температуре наружного воздуха $t_n \approx -16,5$ °С. Эта точка была взята за исходную при построении графика $t_{к.п.} = f(t_n)$, принятого приближенно линейным с пропорциональным снижением подогрева $\Delta t_{к.п.}$ по мере роста t_n и снижения $t_{о.с.}$. При $t_n \geq 2,5$ °С $t_{о.с.} = 39$ °С = const. Подогрев воды в пучке $\Delta t_{к.п.}$ здесь получился равным 2,4 °С и $t_{к.п.} = 41,4$ °С = const. Остаток интервала подогрева сетевой воды на рис. 5.5 разбивается по энтальпиям поровну между нижним и верхним сетевыми подогревателя-

ми так, что $t_{в.с.} - t_{н.с.} \approx t_{н.с.} - t_{к.п.}$. При $t_n < -16,5$ °С трубный пучок конденсатора отключается, и тогда $t_{в.с.} - t_{н.с.} \approx t_{н.с.} - t_{о.с.}$.

Применяющийся иногда метод расчета тепловых схем турбоустановок с двумя регулируемыми отопительными отборами (верхним и нижним) применительно к установкам Т-100-130 и Т-250/300-240 предусматривает пересчет расходов и давлений пара с использованием формулы Стодола — Флюгеля для расхода пара через отсек между верхним и нижним отборами и уравнения Е. Я. Соколова для теплообмена в сетевом подогревателе. Этот метод требует знания параметров и расходов пара для расчетного режима и полезен при пересчетах эксплуатационных режимов конкретных турбоустановок. При проектировании новых установок на энергомашиностроительных заводах стоит другая задача: выбрать оптимальный расчетный режим работы теплофикационной установки и рассчитать для этого режима ее тепловую схему. Именно такой подход к решению задачи представлен в данном примере. Расчетный режим определяется здесь из условия оптимальной теплофикации применительно к вновь проектируемой энергетической установке.

В качестве расчетного принят режим максимальной тепловой нагрузки отборов в момент включения пикового водогрейного котла ($t_n = -3$ °С). В этом режиме трубный пучок конденсатора, как видно из рис. 5.5, включен и подогрев воды в нем $\Delta t_{к.п.} \approx 3$ °С. Электрическая нагрузка турбогенераторной установки в этом режиме принята номинальной.

Значение $\alpha_{ТЭЦ}$ определяется по соотношению подогревов сетевой воды в сетевых подогревателях и в пиковом водогрейном котле при расчетной температуре наружного воздуха $t_n^* = -26$ °С. В этом случае $t_{п.с.} = 150$ °С, $t_{в.с.} = 110$ °С и $t_{о.с.} = 70$ °С (см. рис. 5.5). Соответственно, полагая давление сетевой воды $p_c = 0,5$ МПа, будем иметь: $i_{п.с.}^* = 632,2$ кДж/кг; $i_{в.с.}^* =$

$=461,6$ кДж/кг; $i^{\text{в.с.}}=293,4$ кДж/кг. Тогда коэффициент теплофикации

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = Q^{\text{м}}_{\text{отб.}} / Q^{\text{м}}_{\text{от.}} = \\ = (i^{\text{в.с.}} - i^{\text{в.о.с.}}) / (i^{\text{в.п.с.}} - i^{\text{в.о.с.}}) = \\ = (461,6 - 293,4) / (632,2 - 293,4) = 0,497.$$

Такое значение $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ соответствует технико-экономическим рекомендациям для теплофикационных установок подобного типа.

Для расчетного режима ($t_{\text{н.п.}} = -3^{\circ}\text{C}$) при $\Delta t_{\text{н.п.}} = 3^{\circ}\text{C}$ и при температуре обратной сетевой воды (см. рис. 5.5) $t_{\text{о.с.}} = 45^{\circ}\text{C}$ имеем $t_{\text{н.п.}} = 48^{\circ}\text{C}$. Температура прямой сетевой воды в этом режиме в соответствии с рис. 5.5 $t_{\text{п.с.}} = t_{\text{в.с.}} = 86^{\circ}\text{C}$. При давлении сетевой воды $p_{\text{с.}} = 0,5$ МПа соответствующие удельные энтальпии сетевой воды равны: $i^{\text{в.о.с.}} = 188,8$ кДж/кг; $i^{\text{в.н.п.}} = 201,4$ кДж/кг; $i^{\text{в.п.с.}} = i^{\text{в.в.с.}} = 360,5$ кДж/кг.

Из условия равных интервалов подогрева энтальпию воды после нижнего сетевого подогревателя примем равной среднеарифметическому значению:

$$i^{\text{в.н.с.}} = \frac{i^{\text{в.с.}} - i^{\text{в.н.п.}}}{2} = \\ = \frac{360,5 + 201,4}{2} = 281 \text{ кДж/кг.}$$

Соответственно этому температура сетевой воды за нижним подогревателем $t_{\text{н.с.}} = 67^{\circ}\text{C}$. Для расчетного режима $t_{\text{н.п.}} = -3^{\circ}\text{C}$ определим необходимые давления пара верхнего и нижнего отборов и давление в конденсаторе. Во всех случаях принимаем недогрев сетевой воды до температуры насыщения греющего пара $\theta = 5^{\circ}\text{C}$: $t_{\text{н.п.}} = t_{\text{н.п.}} + \theta = 48 + 5 = 53^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н.в.}} = t_{\text{н.с.}} + \theta = 67 + 5 = 72^{\circ}\text{C}$. $t_{\text{в.н.}} = t_{\text{в.с.}} + \theta = 86 + 5 = 91^{\circ}\text{C}$. Теперь могут быть определены соответствующие давления пара: $p_{\text{к.}} \approx 0,014$ МПа; $p_{\text{н.п.}} = p_{\text{п.т.}} = 0,034$ МПа; $p_{\text{в.п.}} = p_{\text{пб.}} = 0,073$ МПа. Давление в патрубках отборов примем на 10% выше: $p_{\text{н.}} = 1,1 p_{\text{н.п.}} = p_{\text{т.}} = 0,037$ МПа; $p_{\text{в.}} = p_{\text{б.}} = 1,1 p_{\text{в.п.}} = 1,1 \cdot 0,073 = 0,081$ МПа.

Далее определяются параметры нерегулируемых регенеративных отборов. Температура питательной воды в соответствии с технико-экономическими рекомендациями принимается здесь равной $t_{\text{п.в.}} = 235^{\circ}\text{C}$. Этим определяется давление первого отбора: $t_{\text{п1в.}} = t_{\text{п1}} + \theta = t_{\text{п.в.}} + \theta = 235 + 4 = 239^{\circ}\text{C}$; $p_{\text{п1.}} = 3,29$ МПа; $p_{\text{п.}} = 1,1 p_{\text{п1.}} = 3,62$ МПа. Полагая $p_{\text{п.в.}} = 20$ МПа, находим энтальпию питательной воды за подогревателем П1: $i^{\text{п1.}} = i^{\text{п.в.}} = 1017,4$ кДж/кг. Поскольку давления пара в регулируемых шестом и седьмом отборах уже определены из режима сетевой установки, остается найти давления пара в отборах от второго до пятого.

Воспользуемся, как и в предыдущем примере, методом геометрической прогрессии $\tau_1/\tau_2 = \tau_2/\tau_3 = \tau_3/\tau_4 = \tau_4/\tau_5 = m$ и примем $m \approx 1,04$. Общий прирост энтальпии при подогреве воды $\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 = i^{\text{в.п.в.}} - i^{\text{в.пб.}}$. При давлении пара шестого отбора в регенеративном подогревателе $p_{\text{пб.}} = 0,073$ МПа температура насыщения $t_{\text{пбв.}} = 91^{\circ}\text{C}$. Принимая для ПНД температурный напор $\theta = 3^{\circ}\text{C}$, будем иметь $t_{\text{пб.}} = t_{\text{пбв.}} - \theta = 88^{\circ}\text{C}$. При давлении основного конденсата $p_{\text{к.в.}} = 1,5$ МПа $i^{\text{пб.}} = 369,7$ кДж/кг. Аналогично для ПНД П7: $p_{\text{т.}} = 0,037$ МПа; $p_{\text{п.т.}} = 0,034$ МПа; $t_{\text{п7в.}} = 72^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п7.}} = 69^{\circ}\text{C}$; $i^{\text{п7.}} = 290,1$ кДж/кг. Далее имеем:

$$\tau_5 = (i^{\text{в.п.в.}} - i^{\text{в.пб.}}) \frac{m - 1}{m^5 - 1} = (1017,4 - 369,7) \times \\ \times \frac{0,04}{1,04^5 - 1} = 119,6 \text{ кДж/кг;} \\ \tau_4 = m \tau_5 = 124,4 \text{ кДж/кг;} \\ \tau_3 = m^2 \tau_5 = 129,4 \text{ кДж/кг;} \tau_2 = m^3 \tau_5 = \\ = 134,5 \text{ кДж/кг;} \tau_1 = m^4 \tau_5 = \\ = 139,9 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры отборов: $i^{\text{п5.}} = i^{\text{в.пб.}} + \tau_5 = 369,7 + 119,6 = 489,3$ кДж/кг. При $p_{\text{к.в.}} = 1,5$ МПа $t_{\text{п5.}} = 116,4^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{п5в.}} = 119,4^{\circ}\text{C}$; $p_{\text{п5.}} = 0,195$ МПа; $p_{\text{б.}} = 1,1 p_{\text{п5.}} = 0,214$ МПа; $i^{\text{п4.}} = i^{\text{п5.}} + \tau_4 = 489,3 + 124,4 = 613,7$ кДж/кг; $t_{\text{п4.}} = 145,6^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п4в.}} = 148,6^{\circ}\text{C}$; $p_{\text{п4.}} = 0,46$ МПа; $p_{\text{б.}} = 1,1 p_{\text{п4.}} = 0,507$ МПа; $i^{\text{п3.}} = i^{\text{п4.}} + \tau_3 = 613,7 + 129,4 = 743,1$ кДж/кг; полагаем $\theta_{\text{ПВД}} = 4^{\circ}\text{C}$; при $p_{\text{п.в.}} = 20$ МПа $t_{\text{п3.}} = 173^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п3в.}} = t_{\text{п3.}} + \theta_{\text{ПВД}} = 177^{\circ}\text{C}$; $p_{\text{п3.}} = 0,94$ МПа; $p_{\text{б.}} = 1,1 p_{\text{п3.}} = 1,04$ МПа.

Давление в деаэраторе принимается равным $p_{\text{д.}} = 0,7$ МПа, откуда $t_{\text{д.в.}} = 165^{\circ}\text{C}$; $i^{\text{д.в.}} = 697,1$ кДж/кг. Повышение энтальпии воды в питательном насосе:

$$h_{\text{н1.}} = h_{\text{н.а.}} / \eta^{\text{н.о.}} = 10^3 v_{\text{ср.}} (p_{\text{п.в.}} - \\ - p_{\text{д.}}) / \eta^{\text{н.о.}} = 10^3 \cdot 0,0011 \cdot (20 - 0,7) / 0,84 = \\ = 25,3 \text{ кДж/кг.}$$

Здесь $v_{\text{ср.}} = (v^{\text{в.д.}} + v^{\text{п.в.}}) / 2 = 0,0011$ м³/кг; $v^{\text{в.д.}} \approx 0,00111$ м³/кг — удельный объем воды в деаэраторе; $v^{\text{п.в.}} = 0,0011$ м³/кг — удельный объем воды при давлении питательной воды $p_{\text{п.в.}} = 20$ МПа и при $t_{\text{п.в.}} \approx 170^{\circ}\text{C}$.

Энтальпия воды за питательным насосом $i^{\text{п.в.}} = i^{\text{д.в.}} + h_{\text{н1.}} = 722,4$ кДж/кг; $t_{\text{п.в.}} = 168,2^{\circ}\text{C}$. Для ПВД П2 $i^{\text{п2.}} = i^{\text{п3.}} + \tau_2 = 743,1 + 134,5 = 877,6$ кДж/кг, при $p_{\text{п.в.}} = 20$ МПа $t_{\text{п2.}} = 203,9^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{п2в.}} = t_{\text{п2.}} + \theta_{\text{ПВД}} = 207,9^{\circ}\text{C}$; $p_{\text{п2.}} = 1,83$ МПа, $p_{\text{б.}} = 1,1 p_{\text{п2.}} = 2,02$ МПа. В качестве проверки можно определить $i^{\text{п1.}} = i^{\text{п.в.}} + i^{\text{п2.}} + \tau_1 = 877,6 + 139,9 = 1017,5$ кДж/кг, что практически сходится с найденным ранее значением энтальпии питательной воды.

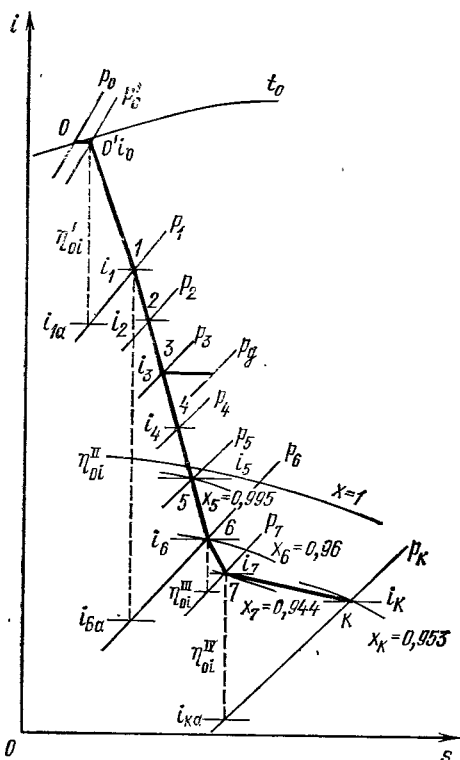


Рис. 5.6. i, s -диаграмма процесса работы пара в турбине Т-175/210-130.

После этого может быть построена i, s -диаграмма процесса расширения пара в турбине (рис. 5.6). КПД участка проточной части турбины от паровпуска до первого отбора с учетом наличия регулирующей ступени ЧВД принимается $\eta'_{oi} = 0,79$; КПД участка проточной части от первого до шестого отбора $\eta''_{oi} = 0,83$. Для участка между шестым и седьмым отборами, приняв $\eta'''_{oi} = 0,8$. Для последнего участка — от седьмого отбора до выхлопа в конденсатор — принят $\eta^{IV}_{oi} = 0,2$. Здесь учтены наличие регулирующей ступени (ее диаграмма в режимах с включенным теплофикационным пучком конденсатора должна быть полностью закрыта и застопорена) и увеличенные потери в проточной части ЧНД ввиду нерасчетного пропуска пара. Потери давления при перепусках пара из ЧВД в ЦСД и из ЦСД в ЧНД не учитывались.

При $p_0 = 12,7$ МПа и $t_0 = 540^\circ\text{C}$ $i_0 = 3444$ кДж/кг; $p'_0 = 0,95 p_0 = 12,1$ МПа. При $p_1 = 3,62$ МПа адиабатическая энтальпия $i_{1a} = 3075$ кДж/кг; $i_1 = i_0 - \eta'_{oi}(i_0 - i_{1a}) = 3444 - 0,79(3444 - 3075) = 3152$ кДж/кг. При $p_6 = 0,081$ МПа $i_{6a} = 2405$ кДж/кг, $i_6 =$

$$= i_1 - \eta''_{oi}(i_1 - i_{6a}) = 3152 - 0,83(3152 - 2405) = 2532 \text{ кДж/кг. При } p_7 = 0,037 \text{ МПа } i_{7a} = 2420 \text{ кДж/кг; } i_7 = i_6 - \eta'''_{oi}(i_6 - i_{7a}) = 2532 - 0,8(2532 - 2420) = 2442 \text{ кДж/кг. При } p_8 = 0,014 \text{ МПа } i_{8a} = 2306 \text{ кДж/кг; } i_8 = i_7 - \eta^{IV}_{oi}(i_7 - i_{8a}) = 2442 - 0,2(2442 - 2306) = 2415 \text{ кДж/кг.}$$

В точках пересечения линии диаграммы процесса с изобарами отборов пара определяются энтальпии: $i_1 = 3152$ кДж/кг; $i_2 = 3041$ кДж/кг; $i_3 = 2917$ кДж/кг; $i_4 = 2804$ кДж/кг; $i_5 = 2665$ кДж/кг. Коэффициенты недовыработки энергии паром отборов определяются по формулам вида

$$y_1 = \frac{i_1 - i_8}{i_0 - i_8} = \frac{3152 - 2415}{3444 - 2415} = 0,716;$$

$$y_2 = \frac{i_2 - i_8}{i_0 - i_8} = \frac{3041 - 2415}{3444 - 2415} = 0,609 \text{ и т. д.}$$

Все ПВД оборудованы встроенными охладителями пара и дренажа. Охладители дренажа имеются также у ПНД П4 и П5. Принимая остаточный перегрев пара за пароохладителями $\theta_{o,п} = 12^\circ\text{C}$, определяем энтальпии пара за пароохладителями. При $p_{п1} \approx p_{п,о1} = 3,29$ МПа $t_{п,о1} = t_{п1п} + \theta_{o,п} = 239 + 12 = 251^\circ\text{C}$; $i_{п,о1} = 2840$ кДж/кг. При $p_{п2} = 1,83$ МПа $t_{п,о2} = t_{п2п} + \theta_{o,п} = 207,9 + 12 = 219,9^\circ\text{C}$; $i_{п,о2} = 2830$ кДж/кг. При $p_{п3} = 0,94$ МПа $t_{п,о3} = t_{п3п} + \theta_{o,п} = 177 + 12 = 189^\circ\text{C}$; $i_{п,о3} = 2805$ кДж/кг.

Определяем удельные энтальпии насыщенной воды при давлении в подогревателях: при $p_{п1} = 3,29$ МПа $i^{в}_{п1п} = 1032,9$ кДж/кг; при $p_{п2} = 1,83$ МПа $i^{в}_{п2п} = 888,6$ кДж/кг; при $p_{п3} = 0,94$ МПа $i^{в}_{п3п} = 750$ кДж/кг; при $p_{п4} = 0,7$ МПа $i^{в}_{п4п} = 697,1$ кДж/кг; при $p_{п5} = 0,46$ МПа $i^{в}_{п5п} = 627,8$ кДж/кг; при $p_{п6} = 0,195$ МПа $i^{в}_{п6п} = 501$ кДж/кг; при $p_{п7} = 0,073$ МПа $i^{в}_{п7п} = 382$ кДж/кг; при $p_{п8} = 0,034$ МПа $i^{в}_{п8п} = 301$ кДж/кг; при $p_{п9} = 0,014$ МПа $i^{в}_{п9п} = 220$ кДж/кг.

Минимальный температурный напор для охладителей дренажа ПВД принимается равным $\theta_{o,д} = 7^\circ\text{C}$. Для подогревателя П1 $t_{1др} = t_{п2} + \theta_{o,д} = 203,9 + 7 = 210,9^\circ\text{C}$ и при давлении $p_{п1} = 3,29$ МПа $i^{в}_{1др} = 902,4$ кДж/кг. Для подогревателя П2 $t_{2др} = t_{п3} + \theta_{o,д} = 173 + 7 = 180^\circ\text{C}$ и при давлении $p_{п2} = 1,83$ МПа $i^{в}_{2др} = 763,5$ кДж/кг. Для подогревателя П3 $t_{3др} = t_{п4} + \theta_{o,д} = 168,2 + 7 = 175,2^\circ\text{C}$ и при давлении $p_{п3} = 0,94$ МПа $i^{в}_{3др} = 741,7$ кДж/кг. Для ПНД $\theta_{o,д} = 5^\circ\text{C}$. Для подогревателя П4 $t_{4др} = t_{п5} + \theta_{o,д} = 116,4 + 5 = 121,4^\circ\text{C}$ и при давлении $p_{п4} = 0,46$ МПа $i^{в}_{4др} = 509,9$ кДж/кг. Для подогревателя П5 $t_{5др} = t_{п6} + \theta_{o,д} = 88 + 5 = 93^\circ\text{C}$ и при давлении $p_{п5} = 0,195$ МПа $i^{в}_{5др} = 389,6$ кДж/кг.

Расчетные параметры пара и воды для турбоустановки Т-175/210-130 сведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2. Расчетные параметры пара и воды для турбоустановки Т-175/210-130

Наименование величины	Точки процесса (см. рис. 5.6)												
	0	0'	1	2	3	ПН''	Д	4	5	6	7	ny''	K
Давление в патрубке отбора турбины p_i , МПа	12,7	12,1	3,62	2,02	1,04	—	—	0,507	0,214	0,081	0,037	—	0,014
Давление в корпусе подогревателя p_{ni} , МПа	—	—	3,29	1,83	0,94	—	0,7	0,46	0,195	0,073	0,034	—	—
Температура пара в отборе t_i , °C, или x_i (если пар влажный)	540	537	370	308	238	—	232	177	$x=0,979$	$x=0,942$	$x=0,917$	—	$x=0,923$
Температура пара за пароохладителем $t_{n,oi}$, °C	—	—	251	220	189	—	—	—	—	—	—	—	—
Удельная энтальпия пара в отборе i_i , кДж/кг	3444	3444	3152	3041	2917	—	2917	2804	2665	2532	2442	2763*	2415
Удельная энтальпия пара за пароохладителем $i_{n,oi}$, кДж/кг	—	—	2840	2830	2805	—	—	—	—	—	—	—	—
Температура насыщения в подогревателе t_{ni} , °C	—	—	239	207,9	177	—	165	148,6	119,4	91	72	—	52,6
Энтальпия насыщенной воды в подогревателе i_{ni}^v , кДж/кг	—	—	1032,9	888,6	750	—	697,1	627,8	501	382	301	—	220
Температура дренажа за охладителем t_{idr} , °C	—	—	210,9	180	175,2	—	—	121,4	93	91**	72**	100**	—
Энтальпия дренажа за охладителем i_{idr}^v , кДж/кг	—	—	902,4	763,5	741,7	—	—	509,9	389,6	382	301	419	—
Температура нагреваемой воды после подогревателя t_{ni} , °C	—	—	235	203,9	173	168,2	165	145,6	116,4	88	69	—	—
Удельная энтальпия нагреваемой воды после подогревателя i_{ni}^v , кДж/кг	—	—	1017,5	877,6	743,1	722,4	697,1	613,7	489,3	369,7	290,1	—	—
Коэффициент недовыработки пара отбора y_i	—	—	0,716	0,609	0,488	—	0,488	0,378	0,243	0,114	0,026	—	—

* Насыщенный пар из деаэратора.

** Охладитель дренажа отсутствует.

Расчет тепловой схемы целесообразно начать с узла использования теплоты непрерывной продувки котла. Примем $\alpha_{пр} = 0,02$, давление в барабане $p_6 = 13,5$ МПа, температуру и энтальпию воды в барабане $t_{6,н} = 344,8^\circ\text{C}$, $i_{6,н} = 1631,8$ кДж/кг. Согласно принятой схеме (см. рис. 5.3) расширитель непрерывной продувки по пару соединен с деаэратомом при давлении в нем $p_r = p_d = 0,7$ МПа и $t_n = 165^\circ\text{C}$. Энтальпия воды при температуре насыщения $i'_{пр} = i''_{д,н} = 697,1$ кДж/кг, энтальпия сухого насыщенного пара $i'_n = i_{д,н} = 2762,9$ кДж/кг.

Из уравнений материального $\alpha'_n + \alpha'_{пр} = \alpha_{пр} = 0,02$ и теплового балансов расширителя $\alpha_{пр} i_{6,н} = \alpha'_n i_{д,н} + \alpha'_{пр} i'_{д,н} = 0,02 \cdot 1631,8 = \alpha'_n \cdot 2762,9 + \alpha'_{пр} \cdot 697,1$ можно получить: $\alpha'_n = 0,009$; $\alpha'_{пр} \approx 0,011$. Потеря на утечку $\alpha_{ут} = 0,02$. Количество поступающей на восполнение утечек химически очищенной воды $\alpha_{о,в} = \alpha_{ут} + \alpha'_{пр} = 0,02 + 0,011 = 0,031$, ее температура $t_{о,в} = 30^\circ\text{C}$ и при давлении около 0,5 МПа энтальпия $i'_{о,в} = 126,1$ кДж/кг.

Температура продувочной воды на выходе из охладителя непрерывной продувки принимается $t'_{пр} = 70^\circ\text{C}$. При давлении 0,7 МПа, как в деаэраторе, ее энтальпия $i'_{пр} = 293,4$ кДж/кг. Из уравнения теплового баланса охладителя продувки

$$\alpha_{о,в} (i'_{о,в} - i'_{о,в}) = \alpha'_{пр} (i'_{пр} - i'_{пр}) \gamma_{п},$$

или $0,031 (i'_{о,в} - 126,1) = 0,011 (697,1 - 293,4) 0,98$, определяем $i'_{о,в} = 266,1$ кДж/кг и $t'_{о,в} = 63,5^\circ\text{C}$. Температурный напор на выходе греющей среды из охладителя (с противотоком) $t''_{пр} - t'_{о,в} = 70 - 63,5 = 6,5^\circ\text{C}$ достаточен.

Следующим внешним узлом тепловой схемы, подлежащим расчету, является деаэратор добавочной воды. Принимаем для него рабочее давление $p_{д,н} = 0,12$ МПа, температуру подогрева и энтальпию воды $t_{д,н} = 104,8^\circ\text{C}$ и $i_{д,н} = 439,4$ кДж/кг. Из уравнения теплового баланса $\alpha_{о,в} i'_{о,в} + \alpha_{д,н} i_{д,н} = (\alpha_{о,в} + \alpha_{д,н}) i''_{д,н}$, или $0,031 \times 266,1 + \alpha_{д,н} \cdot 266,1 = (0,031 + \alpha_{д,н}) \cdot 439,4$, находим $\alpha_{д,н} = 0,00241$.

Еще одним внешним узлом тепловой схемы ТЭЦ является сетевая подогревательная установка. В ее состав входит теплофикационный пучок конденсатора. В уравнении его теплового баланса должна быть учтена теплота дренажей вспомогательных подогревателей. Полагаем, что установка оборудована водоструйными эжекторами, следовательно, подогреватели эжекторов отсутствуют. Система отсосов и подпитки уплотнений турбины условно представляется в следующем виде. Поток пара с долей расхода $\alpha'_{упл} = 0,02$ и удельной энтальпией $i_0 = 3444$ кДж/кг поступает в подогреватель П4. На подпитку уплотнений забирается пар из деаэратора питательной воды с относительным расходом

$\alpha''_{упл} = 0,002$ и энтальпией $i_{д,н} = 2762,9$ кДж/кг; этот же пар поступает далее в подогреватель уплотнений ПУ. Дренаж из ПУ с энтальпией $i''_{др,п.у} = 419$ кДж/кг (давление 0,1 МПа, температура 100°C) поступает в конденсатор.

Для сетевой подогревательной установки вводится обозначение $\alpha_c = G_c/D$, где G_c — расход сетевой воды. Составим уравнение теплового баланса теплофикационного пучка конденсатора с учетом поступления дренажа из ПУ и П7:

$$\alpha_k (i_k - i''_{к}) \eta_{п} + \alpha''_{упл} (i''_{др,п.у} - i''_{к}) \eta_{п} + \alpha_{п7} (i''_{7н} - i''_{к}) \eta_{п} = \alpha_c (i''_{к,п} - i''_{о,с}),$$

или

$$\alpha_k (2415 - 220) \cdot 0,98 + 0,002 (419 - 220) \cdot 0,98 + \alpha_{п7} (301 - 220) \cdot 0,98 = \alpha_c (201,4 - 188,8),$$

откуда

$$\alpha_k = 0,00586 \alpha_c - 0,000181 - 0,037 \alpha_{п7}. \quad (5.13)$$

Из уравнения теплового баланса нижнего сетевого подогревателя

$$\alpha_{н,с} (i_7 - i''_{7н}) \eta_{п} = \alpha_c (i''_{н,с} - i''_{к,п}),$$

или

$$\alpha_{н,с} (2442 - 301) \cdot 0,98 = \alpha_c (281 - 201,4),$$

получим

$$\alpha_{н,с} = 0,038 \alpha_c. \quad (5.14)$$

Из уравнения теплового баланса верхнего сетевого подогревателя

$$\alpha_{в,с} (i_6 - i''_{6н}) \eta_{п} = \alpha_c (i''_{в,с} - i''_{н,с}),$$

или

$$\alpha_{в,с} (2532 - 382) \cdot 0,98 = \alpha_c (360,5 - 281),$$

имеем

$$\alpha_{в,с} = 0,0377 \alpha_c. \quad (5.15)$$

Расход питательной воды

$$\alpha_{п,в} = 1 + \alpha_{ут} + \alpha'_{упл} + \alpha_{пр} = 1 + 0,02 + 0,02 + 0,02 = 1,06.$$

Приступаем к составлению и решению уравнений теплового баланса регенеративных подогревателей. Для ПВД П1 имеем

$$\alpha_{п1} (i_1 - i''_{1др}) \eta_{п} = \alpha_{п,в} (i''_{п1} - i''_{п2})$$

или

$$\alpha_{п1} (3152 - 902,4) \cdot 0,98 = 1,06 (1017,5 - 877,6),$$

откуда $\alpha_{п1} = 0,0673$. Для ПВД П2

$$\alpha_{п2} (i_2 - i''_{2др}) \eta_{п} + \alpha_{п1} (i''_{1др} - i''_{2др}) \eta_{п} = \alpha_{п,в} (i''_{п2} - i''_{п3}),$$

или

$$\alpha_{п2} (3041 - 763,5) \cdot 0,98 + 0,0673 (902,4 - 763,5) \cdot 0,98 = 1,06 (877,6 - 743,1),$$

откуда $\alpha_{п2} = 0,0597$. Для ПВД П3

$$\alpha_{п3} (i_3 - i''_{3др}) \eta_{п} + (\alpha_{п1} + \alpha_{п2}) (i''_{2др} - i''_{3др}) \eta_{п} = \alpha_{п,в} (i''_{п3} - i''_{пн}),$$

или

$$\begin{aligned} & \alpha_{пз}(2917-741,7) \cdot 0,98 + \\ & + (0,0673+0,0597)(763,5-741,7) \cdot 0,98 = \\ & = 1,06(743,1-722,4), \end{aligned}$$

откуда $\alpha_{пз}=0,00904$.

Из уравнения материального баланса деаэратора питательной воды

$$\begin{aligned} \alpha'_{к.н} &= \alpha_{п.в} - \alpha_{п1} - \alpha_{п2} - \alpha_{п3} - \alpha'_{п1} + \alpha''_{п1} - \\ & - \alpha_{пз} = 1,06 - 0,0673 - 0,0597 - \\ & - 0,00904 - 0,009 - 0,002 - \alpha_{пз} = \\ & = 0,917 - \alpha_{пз}. \end{aligned} \quad (5.16)$$

Из уравнения теплового баланса этого же деаэратора

$$\begin{aligned} & \alpha'_{к.н} i_{п4}^B + \alpha_{дз} i_3 + \alpha'_{п1} i_{д.н} + \\ & + (\alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{пз}) i_{зд.р}^B = \\ & = (\alpha_{п.в} i_{д}^B + \alpha''_{упл} i_{д.н}) / \gamma_{п1} \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} & (0,917 - \alpha_{пз}) 613,7 + \alpha_{дз} 2917 + \\ & + 0,009 \cdot 2762,9 + (0,0673 + 0,0597 + \\ & + 0,00904) 741,7 = (1,06 \cdot 697,1 + \\ & + 0,002 \cdot 2762,9) / 0,98, \end{aligned}$$

можно получить $\alpha_{дз}=0,0192$ и далее из (5.16) $\alpha'_{к.н}=0,8978$.

Из уравнения теплового баланса ПНД *П4*

$$\begin{aligned} \alpha_{п4}(i_4 - i_{4др}^B) \gamma_{п1} + \alpha'_{упл} (i_0 - i_{4др}^B) \gamma_{п1} = \\ = \alpha'_{к.н} (i_{п4}^B - i_{п5}^B), \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \alpha_{п4}(2804 - 509,9) \cdot 0,98 + 0,02(3444 - \\ - 509,9) \cdot 0,98 = 0,8978(613,7 - 489,3), \end{aligned}$$

имеем $\alpha_{п4}=0,0241$. Из уравнения теплового баланса ПНД *П5*

$$\begin{aligned} \alpha_{п5}(i_5 - i_{5др}^B) \gamma_{п1} + (\alpha_{п4} + \alpha'_{упл}) (i_0 - i_{4др}^B - \\ - i_{5др}^B) \gamma_{п1} = (\alpha'_{к.н} - \alpha_{д.д5} - \alpha_{о.в} - \alpha_{в.с} - \\ - \alpha_{п4} - \alpha'_{упл} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6}) (i_{п5}^B - i_{п6}^B) + \\ + (\alpha_{д.д5} + \alpha_{о.в}) (i_{п5}^B - i_{д.дн}^B) + \alpha_{в.с} (i_{п5}^B - \\ - i_{вн}^B) + (\alpha_{п4} + \alpha'_{упл} + \alpha_{п5} + \alpha_{п6}) (i_{п5}^B - i_{6н}^B) \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \alpha_{п5}(2665 - 389,6) \cdot 0,98 + (0,0241 + \\ + 0,02)(509,9 - 389,6) \cdot 0,98 = \\ = (0,8978 - 0,00241 - 0,031 - \\ - 0,0377\alpha_c - 0,0241 - 0,02 - \alpha_{п5} - \\ - \alpha_{п6}(489,3 - 369,7) + (0,00241 + \\ + 0,031)(489,3 - 439,4) + 0,0377\alpha_c \times \\ \times (489,3 - 382) + (0,0241 + 0,02 + \alpha_{п5} + \\ + \alpha_{п6})(489,3 - 382), \end{aligned}$$

получим

$$\begin{aligned} \alpha_{п5} = 0,0443 - 0,000209\alpha_c - \\ - 0,00548\alpha_{п6}. \end{aligned} \quad (5.17)$$

Из уравнения теплового баланса ПНД *П6*

$$\begin{aligned} \alpha_{п6}(i_6 - i_{6н}^B) \gamma_{п1} + (\alpha_{п4} + \alpha'_{упл} + \alpha_{п5}) (i_{п6}^B - \\ - i_{6н}^B) \gamma_{п1} = \alpha_{к.н} (i_{п6}^B - i_{п7}^B) + \\ + \alpha_{н.с} (i_{п6}^B - i_{п7}^B), \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} \alpha_{к.н} &= \alpha'_{к.н} - \alpha_{д.д5} - \alpha_{о.в} - \alpha_{в.с} - \alpha_{н.с} - \\ & - \alpha_{п4} - \alpha'_{упл} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6} = \\ & = 0,773 - 0,0755\alpha_c - 0,99452\alpha_{п6}, \end{aligned} \quad (5.18)$$

имеем

$$\begin{aligned} & \alpha_{п6}(2532 - 382) \cdot 0,98 + (0,0241 + 0,02 + \\ & + 0,0443 - 0,000209\alpha_c - 0,00548\alpha_{п6})(389,6 - \\ & - 382) \cdot 0,98 = (0,773 - 0,0755\alpha_c - \\ & - 0,99452\alpha_{п6})(369,7 - 290,1) + 0,038\alpha_c \times \\ & \times (369,7 - 301), \end{aligned}$$

откуда

$$\alpha_{п6} = 0,0279 - 0,0016\alpha_c. \quad (5.18a)$$

Из (5.17) получим

$$\alpha_{п5} = 0,0441 - 0,0002\alpha_c, \quad (5.19)$$

а из (5.18)

$$\alpha_{к.н} = 0,7482 - 0,074\alpha_c. \quad (5.20)$$

Составим объединенное уравнение теплового баланса ПНД *П7* и подогревателя уплотнений *ПУ*, полагая, что в последний поступает пар с энтальпией $i_{д.н}=2763$ кДж/кг, а в конденсатор отводится дренаж с температурой воды 100°C , чему соответствует энтальпия $i_{др.п.у}=419$ кДж/кг:

$$\begin{aligned} \alpha_{п7}(i_7 - i_{7н}^B) \gamma_{п1} + \alpha''_{упл} (i_{д} - i_{др.п.у}) \gamma_{п1} = \\ = \alpha_{к.н} (i_{п7}^B - i_{к}^B), \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \alpha_{п7}(2442 - 301) \cdot 0,98 + 0,002(2763 - \\ - 419) \cdot 0,98 = (0,7482 - 0,074\alpha_c) \times \\ \times (290,1 - 220), \end{aligned}$$

откуда

$$\alpha_{п7} = 0,0271 - 0,00247\alpha_c. \quad (5.21)$$

Из уравнения (5.13) получим

$$\alpha_k = 0,00595\alpha_c - 0,00118. \quad (5.22)$$

Составляем уравнение материального баланса турбины:

$$\begin{aligned} \alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3} + \alpha_{дз} + \alpha_{п4} + \alpha_{п5} + \alpha_{д.д5} + \\ + \alpha_{п6} + \alpha_{п7} + \alpha_{в.с} + \alpha_{н.с} + \alpha_k = 1, \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} 0,0673 + 0,0597 + 0,00904 + 0,0192 + \\ + 0,0241 + 0,0441 - 0,0002\alpha_c + 0,00241 + \\ + 0,0279 - 0,0016\alpha_c + 0,0271 - 0,00247\alpha_c + \\ + 0,0377\alpha_c + 0,038\alpha_c + 0,00595\alpha_c - \\ - 0,00118 = 1, \end{aligned}$$

из которого получается $\alpha_c = 9,32$. В таком случае из формул (5.21) $\alpha_{п7} = 0,0041$; из (5.18a) $\alpha_{п6} = 0,013$; из (5.19) $\alpha_{п5} = 0,0422$; из (5.20) $\alpha_{к.н} = 0,0602$; из (5.22) $\alpha_k = 0,05422$.

Для проверки правильности расчетов можно воспользоваться соотношением $\alpha_{к.н} - \alpha_k = \alpha_{п7} + \alpha''_{упл}$. В данном случае это

соотношение сходится. Определим сумму долей регенеративных отборов:

$$\alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3} + \alpha_{п4} + \alpha_{п5} + \alpha_{п,д5} + \\ + \alpha_{п6} + \alpha_{п7} = 0,24105.$$

Из уравнений (5.14) и (5.15) находим $\alpha_{в,с} = 0,351$; $\alpha_{н,с} = 0,354$. Расход пара турбиной при чисто конденсационном режиме

$$D^K = \frac{N}{(i_0 - i_K) \eta_{мех} \eta_T} = \\ = \frac{175 \cdot 1000}{(3444 - 2415) \cdot 0,99 \cdot 0,995} = \\ = 172,5 \text{ кг/с (622 т/ч)}.$$

Определим сумму произведений

$$\Sigma \alpha_{iy_i} = 0,0673 \cdot 0,716 + 0,0597 \cdot 0,609 + \\ + (0,00904 + 0,0192) \cdot 0,488 + 0,0241 \times \\ \times 0,378 + (0,0422 + 0,00241) \cdot 0,243 + \\ + (0,013 + 0,351) \cdot 0,114 + (0,0041 + \\ + 0,354) \cdot 0,026 = 0,1691.$$

Расход пара в турбину в режиме с отборами

$$D = \frac{D^K}{1 - \Sigma \alpha_{iy_i}} = \frac{172,5}{1 - 0,1691} = \\ = 207,5 \text{ кг/с (746 т/ч)}.$$

Далее определяем численные значения всех расходов пара и воды: $D_{п1} = 13,95 \text{ кг/с}$; $D_{п2} = 12,38 \text{ кг/с}$; $D_{п3} = 1,87 \text{ кг/с}$; $D_{п3} = 3,97 \text{ кг/с}$; $D_{п4} = 4,99 \text{ кг/с}$; $D_{п5} = 8,75 \text{ кг/с}$; $D_{п,д5} = 0,5 \text{ кг/с}$; $D_{п6} = 2,69 \text{ кг/с}$; $D_{в,с} = 72,7 \text{ кг/с (262 т/ч)}$; $D_{п7} = 0,85 \text{ кг/с}$; $D_{н,с} = 73,3 \text{ кг/с (264 т/ч)}$; $D_K = 11,22 \text{ кг/с (40,5 т/ч)}$; $D_{н,п} = 12,48 \text{ кг/с}$; $D'_{н,п} = 186 \text{ кг/с}$; $D'_{упл} = 4,14 \text{ кг/с}$; $D''_{упл} = 0,41 \text{ кг/с}$; $D_{пр} = 4,14 \text{ кг/с}$; $D'_{п} = 1,86 \text{ кг/с}$; $D'_{пр} = 2,28 \text{ кг/с}$; $D_{ут} = 4,14 \text{ кг/с}$; $D_{о,в} = 6,42 \text{ кг/с}$; $D_{вн} = D_{ут} + D'_{пр} = 4,14 + 2,28 = 6,42 \text{ кг/с}$.

Проверяем мощность турбины по расходам пара:

$$N_{п1} = 10^{-3} D_{п1} (i_0 - i_1) \eta_{мех} \eta_T = \\ = 10^{-3} \cdot 13,95 (3444 - 3152) \times \\ \times 0,99 \cdot 0,995 = 4,03 \text{ МВт}; \\ N_{п2} = 10^{-3} D_{п2} (i_0 - i_2) \eta_{мех} \eta_T = 4,93 \text{ МВт}; \\ N_{п3} = 10^{-3} D_{п3} (i_0 - i_3) \eta_{мех} \eta_T = 0,97 \text{ МВт}; \\ N_{д3} = 10^{-3} D_{д3} (i_0 - i_3) \eta_{мех} \eta_T = 2,06 \text{ МВт}; \\ N_{п4} = 3,14 \text{ МВт}; N_{п5} = 6,73 \text{ МВт}; \\ N_{п,д5} = 0,38 \text{ МВт}; N_{п6} = 2,42 \text{ МВт}; \\ N_{в,с} = 10^{-3} D_{в,с} (i_0 - i_6) \eta_{мех} \eta_T = 65,31 \text{ МВт}; \\ N_{п7} = 0,84 \text{ МВт}; N_{н,с} = \\ = 10^{-3} D_{н,с} (i_0 - i_7) \eta_{мех} \eta_T = 72,61 \text{ МВт}, \\ N_K = 10^{-3} D_K (i_0 - i_K) \eta_{мех} \eta_T = 11,37 \text{ МВт}.$$

В результате суммирования получаем $\Sigma N_i = 174,79 \text{ МВт}$. Полученное значение достаточно хорошо согласуется с заданной мощностью $N = 175 \text{ МВт}$.

Расход сетевой воды $G_c = \alpha_c D = 9,32 \times \times 207,5 = 1930 \text{ кг/с (6960 т/ч)}$. Отпуск теп-

лоты из верхнего отбора

$$Q_{в,с} = D_{в,с} (i_6 - i_{6н}) \eta_{п} = 72,7 (2532 - \\ - 382) \cdot 0,98 = 153 \text{ МВт (551 ГДж/ч;} \\ 131,5 \text{ Гкал/ч)}.$$

Отпуск теплоты из нижнего отбора

$$Q_{н,с} = D_{н,с} (i_7 - i_{7н}) \eta_{п} = \\ = 73,3 (2442 - 301) \cdot 0,98 = 153,5 \text{ МВт} \\ (553 \text{ ГДж/ч; } 132 \text{ Гкал/ч)}.$$

Отпуск теплоты из теплофикационного пучка конденсатора

$$Q_{к,п} = D_K (i_K - i_{к,п}^B) \eta_{п} + D''_{упл} (i_{др,п.у}^B - \\ - i_{к,п}^B) \eta_{п} + D_{п7} (i_{7н}^B - i_{к,п}^B) \eta_{п} = \\ = G_c (i_{к,п}^B - i_{о,с}^B) = 1930 (201,4 - 188,8) = \\ = 24,25 \text{ МВт (87,2 ГДж/ч; } 20,8 \text{ Гкал/ч)}.$$

Поскольку пиковый водогрейный котел в рассматриваемом режиме не включен, суммарный отпуск теплоты на отопление $Q_{п} = Q_{в,с} + Q_{н,с} + Q_{к,п} = 330,8 \text{ МВт}$. Относительный расход пара в конденсатор

$$D_K / D^K = (11,22 / 172,5) 100 = 6,51\%.$$

Удельный расход пара $d = D / N = 3,6 \times \times 207 / 174,79 = 4,27 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$. Расход теплоты на турбогенераторную установку:

$$Q_{т,у} = (D + D'_{упл}) (i_0 - i_{п,в}^B) + \\ + D'_{п} (i'_{п} - i_{п,в}^B) - D_{вн} (i_{п,в}^B - i_{о,в}^B) = \\ = (207,5 + 4,14) (3444 - 1017,5) + \\ + 1,86 (2762,9 - 1017,5) - 6,42 (1017,5 - \\ - 266,1) = 511,4 \text{ МВт (1840 ГДж/ч;} \\ 440 \text{ Гкал/ч)}.$$

Расход теплоты турбогенераторной КО-установкой на отпуск тепловой энергии потребителям

$$Q_{п,т,у} = Q_{п} / \eta_{п} = 337 \text{ МВт}.$$

КПД ТЭЦ по выработке электроэнергии в общем случае определяется по формуле (1.44). В данном случае при включенном теплофикационном пучке конденсатора потеря теплоты в конденсаторе отсутствует. Поэтому КПД турбогенераторной установки по выработке электроэнергии с большей точностью определяется по формуле

$$\eta_{п,т,у} = \eta_{мех} \eta_T = 0,99 \cdot 0,995 \cdot 100 = 98,5\%.$$

КПД турбогенераторной установки по отпуску теплоты

$$\eta_{п,т,у} = \eta_{п} = 98\%.$$

Для определения тепловой нагрузки котельной установки оценим параметры пара на выходе из котла: $p_{пе} = 14 \text{ МПа}$, $t_{пс} = 545^\circ\text{C}$, $i_{пе} = 3446 \text{ кДж/кг}$. Тогда

$$Q_{к,у} = (D + D_{ут} + D'_{упл}) (i_{пе} - i_{п,в}^B) + \\ + D_{пр} (i_{6,н}^B - i_{п,в}^B) = (207,5 + \\ + 4,14 + 4,14) \times (3446 - 1017,5) + \\ + 4,14 ((1631,8 - 1017,5) = 522,5 \text{ МВт} \\ (1880 \text{ ГДж/ч; } 449 \text{ Гкал/ч)}.$$

КПД трубопроводов $\eta_{тр} = Q_{т.у}/Q_{к.у} = (511,4/522,5)100 = 97,8\%$. Полагая КПД котельной установки $\eta_{к.у} = 94\%$, найдем КПД ТЭЦ по производству и отпуску электроэнергии:

$$\eta_{Кс} = \eta_{т.у} \eta_{тр} \eta_{к.у} = 0,985 \cdot 0,978 \cdot 0,94 = 0,906 (90,6\%).$$

КПД ТЭЦ по производству и отпуску теплоты:

$$\eta_{Пс} = \eta_{п.у} \eta_{тр} \eta_{к.у} = 0,98 \cdot 0,978 \cdot 0,94 = 0,9 (90\%).$$

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии:

$$b_{уН} = 0,123/\eta_{Кс} = 0,123/0,906 = 0,1358 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход условного топлива на производство и отпуск теплоты:

$$b_{уП} = 0,123/\eta_{Пс} = 0,123/0,9 = 0,1368 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

5.6. Полные тепловые схемы электростанций и блоков

На полной (развернутой) тепловой схеме изображают все тепловое оборудование электростанции (или блока), включая резервное, и соединяющие их трубопроводы с арматурой. Показывают трубопроводы, объединяющие оборудование не только по последовательности технологического процесса (продольные связи), но и поперечные связи между однородным оборудованием для перетока рабочего тела и для резервирования. В состав полной тепловой схемы входят паропроводы острого пара от котлов до турбин, паропроводы горячего и холодного промперегрева и питательные трубопроводы от деаэраторов до котлов. Все эти трубопроводы называются главными. Кроме них изображают трубопроводы основного конденсата и конденсата сетевых подогревателей, дренажные линии, трубопроводы сетевой, подпиточной и добавочной воды, линии непрерывной продувки, общестанционные магистрали собственных нужд с ответвлениями, трубопроводы пусковой схемы, трубопроводы

РОУ и БРОУ со всем относящимся к ним оборудованием.

Для электростанции неблочной структуры, сооружаемой очередями, целесообразно иметь отдельную полную тепловую схему каждой очереди. Полную тепловую схему электростанции блочной структуры с одинаковыми блоками выполняют в пределах одного блока с указанием вспомогательных линий, общих для различных блоков. Если электростанция состоит из различных блоков, для каждого типа блоков составляется своя схема.

В настоящем параграфе рассматривается структура лишь основных элементов полных схем — паропроводов острого пара и питательных трубопроводов. В настоящее время применяются в основном два типа схем паропроводов острого пара: с поперечными связями (секционная) и блочная (первая — для ТЭЦ при отсутствии промперегрева пара, вторая — для КЭС и ТЭЦ с промперегревом пара).

При секционной схеме (рис. 5.7) каждая турбина и относящийся к ней котел образуют секцию и могут работать независимо от остальных участков паропровода, если закрыты задвижки на отводах. Каждая секция связана отводом с переключательной магистралью, что позволяет иметь на станции общий котельный резерв. При секционной схеме производительность

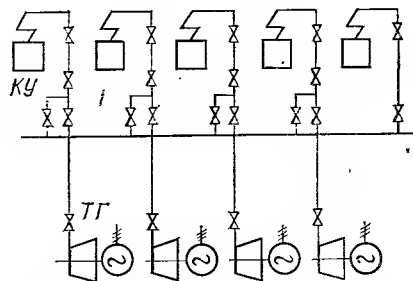


Рис. 5.7. Секционная схема главных паропроводов с одиночной переключательной магистралью (пятый котел резервный) (обозначения см. в приложении).

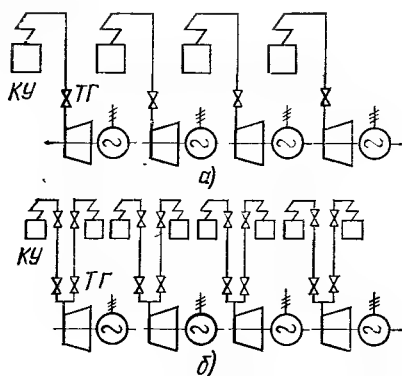


Рис. 5.8. Блочная схема главных паропроводов.

а — схема с моноблоками котел — турбина; *б* — схема с дубли-блоками (обозначения см. в приложении).

котла должна соответствовать расходу пара на турбину. Применяются также секционные схемы с двумя котлами на турбину в секции. При нормальной работе секции оставляют подключенными к переключательной магистрали и задвижки на отводах открыты, но перетока пара через переключательную магистраль нет. Перевод питания турбины с котла своей секции на резервный котел осуществляется с помощью переключательной магистрали и не меняет режима работы остальных секций. Для быстроты операций переключательная магистраль нормально прогрета и находится под давлением.

При выборе количества и мест установки запорной арматуры на трубопроводах необходимо руководствоваться следующим. Количество арматуры должно быть минимальным, так как она является весьма дорогим и наименее надежным элементом оборудования трубопроводов. Задвижки следует устанавливать так, чтобы повреждение одной из них не вызывало аварийной остановки всей станции со сбросом нагрузки до нуля. В целях безопасности обслуживающего персонала при ремонтах при $p > 6$ МПа на паропроводах от котлов и к турбинам рекомендуется иметь по

две последовательно установленные задвижки. Это правило не распространяется лишь на моноблоки, поскольку там вывод в ремонт котла сопровождается остановом турбины. Все оперативные задвижки на главных трубопроводах должны иметь электропривод.

На КЭС и ТЭЦ с промежуточным перегревом пара применяется блочная схема главных паропроводов (рис. 5.8). Она наиболее проста, дешева и имеет минимальное количество единиц запорной арматуры. В этом случае общий котельный резерв на электростанции отсутствует, ввиду чего повышаются требования к надежности оборудования. Различают схемы с моно- и дубли-блоками (рис. 5.8, *а* и *б*). Во втором случае на одну турбину устанавливают два котла половинной производительности. При выходе из строя одного из котлов здесь имеется возможность работы турбины с половинной нагрузкой. Однако значительно возрастает количество необходимой запорной арматуры и повышается стоимость блока.

В состав питательных трубопроводов станций входят всасывающие линии питательных насосов от деаэраторов и напорные питательные линии до водяных экономайзеров котлов. Различают схемы с поперечными связями и блочные. Последние применяются преимущественно на установках с промежуточным перегревом пара, где схема паропроводов также блочная. На рис. 5.9 представлена схема питательных трубопроводов с поперечными связями: секционная на нагнетании питательных насосов и с одиночной сборной магистралью на всасе питательных насосов и перед отводами к котлам. Предусматриваются поперечные связи в трех местах: на всасе и на нагнетании питательных насосов и перед отводами воды к котлам. Для связей допускается применение одиночных магистралей, для надежности

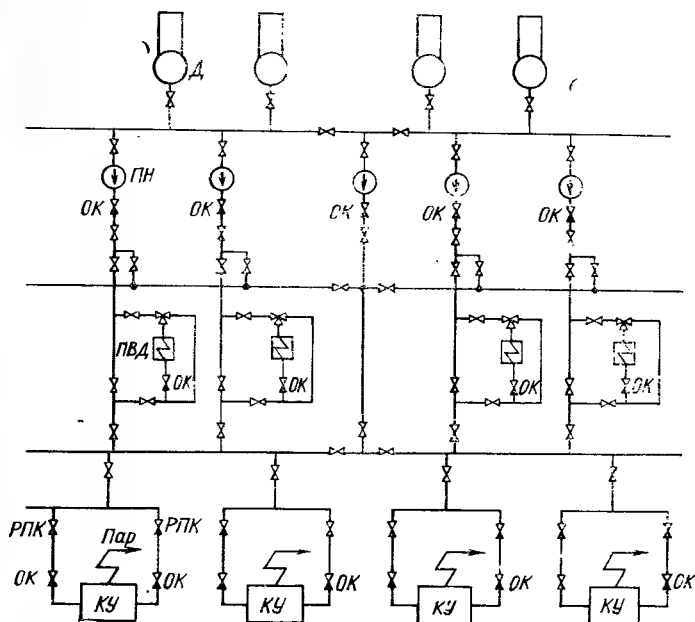


Рис. 5.9.

Рис. 5.9. Схема питательных трубопроводов неблочной электростанции с тремя поперечными связями (обозначения см. в приложении).

Рис. 5.10. Блочная схема питательных трубопроводов (обозначения см. в приложении).

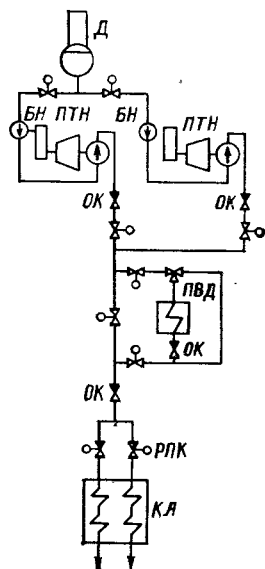


Рис. 5.10.

разделенных на части секционирующими задвижками. В схемах с поперечными связями больше длина трубопроводов и требуется большее количество единиц запорной арматуры, но здесь можно иметь на электростанции общий резерв по питательным насосам.

При нормальной схеме работы питательная вода поступает в котлы по линиям «горячего» питания через ПВД. В качестве резерва служит линия «холодного» питания ПВД. На нагнетательной стороне питательных насосов обязательна установка обратных клапанов во избежание обратного перетока воды при остановке насоса и через резервный насос, у которого задвижки держат открытыми. Обратные клапаны устанавливаются также на входе питательной воды в котле во избежание упуска воды из котлов при аварийном снижении давления в питательных трубопроводах. Каж-

дая группа ПВД имеет автоматическое защитное устройство, состоящее из комбинированного запорно-перепускного и обратного клапанов и перепускного трубопровода помимо ПВД. Назначение устройства — предохранение турбины от заброса воды, которая может в нее попасть при аварийном разрыве трубок и переполнении водой парового пространства подогревателя. В нормальной схеме комбинированный клапан пропускает питательную воду в ПВД и перекрывает обходной путь. При срабатывании защиты комбинированный клапан пускает воду в обход ПВД и не пускает ее в ПВД. Обратный клапан не допускает протечку питательной воды в ПВД встречным путем из питательного трубопровода за ПВД.

При блочной схеме питания (рис. 5.10) связь с соседними блоками по питательной воде отсутст-

уется. На каждом блоке устанавливается свой пускорезервный питательный электронасос производительностью 50%. Для блоков мощностью 500 МВт и выше резервные питательные насосы не предусматриваются: устанавливаются два

рабочих питательных турбонасоса производительностью по 50%. На случай выхода из строя ПВД у каждого блока предусматривается обходная линия «холодного» питания. Каждая группа ПВД имеет автоматическое защитное устройство.

Глава шестая

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

6.1. Ядерное топливо и реакторы

Источник энергии АЭС — *ядерное топливо* — материал, содержащий делящиеся ядра, который, будучи помещенным в реактор, вызывает цепную ядерную реакцию деления. К делящимся (способным делиться при взаимодействии с медленными нейтронами) относятся ядра атомов ^{233}U , ^{235}U , ^{239}Pu . В природе существует только ^{235}U (0,714% в естественной смеси изотопов урана).

При делении тяжелых ядер на две (реже на три и более) части получаются *осколки* — ядра, обладающие кинетической энергией. Кроме осколков испускаются нейтроны и γ -излучение.

Нейтрон — элементарная частица, не имеющая электрического заряда и обладающая массой покоя $1,67482 \cdot 10^{-27}$ кг.

Гамма-излучение — электромагнитное излучение, испускаемое в процессе ядерного превращения. Осколки деления претерпевают ядерные превращения, испуская γ -излучение, α (ядра гелия)- и β (электроны, позитроны)-частицы, а продукты превращения осколков испускают и нейтроны. Нейтроны, испущенные в момент деления, называются *мгновенными*, а испущенные продуктами деления — *запаздывающими*. Последние играют решающую роль в регулировании реактора.

Осколки деления могут иметь различные атомные числа (от 70 до 165), но наибольший выход име-

ют осколки с атомными числами, близкими к 95 и 140. Энергия деления в основном проявляется в виде кинетической энергии осколков, которые с огромной скоростью, разлетаются в разные стороны, быстро замедляются в топливе и передают ему энергию, в результате чего топливо разогревается. Использование этой энергии и представляет собой основную цель атомной энергетики.

Вторичные нейтроны могут вызвать деление других ядер ^{235}U , чем обеспечивается самоподдерживающаяся *цепная реакция деления* — последовательность реакций деления, в которой необходимый для протекания реакции реагент (нейтрон) образуется в самой реакции. При делении одного ядра освобождается 2 — 3 нейтрона с энергией ~ 2 МэВ у каждого ($1 \text{ эВ} = 1,6 \times 10^{-19}$ Дж).

Реактор представляет собой конструкцию для взаимодействия делящихся и неделящихся веществ (замедлитель, теплоноситель, оболочки твэлов и др.). С ядрами этих веществ нейтрон деления может взаимодействовать. Это взаимодействие характеризуется вероятностью, которая зависит от ядерной плотности вещества и сечения взаимодействия нейтронов с ядрами вещества. Точный физический смысл сечений взаимодействия установить довольно трудно и поэтому пользуются геометрической интерпретацией. Рассматривается направленный поток нейтронов, падающих перпендикулярно на пло-

скость площадью 1 см^2 , на которой расположены мишени, эквивалентные неперекрывающимся проекциям на плоскость ядер, заключенных в объеме параллелепипеда с площадью основания 1 см^2 и высотой, равной пути, проходимому нейтроном в единицу времени. Сечение взаимодействия в этой модели характеризуется площадью мишеней.

Нейтрон может поглотиться (захватиться) или рассеяться веществом. При рассеянии нейтрон деления теряет энергию. Средняя энергия нейтронов, испущенных при делении, равна 2 МэВ . При рассеянии нейтрон отдает энергию ядрам среды и в результате его энергия становится близкой к энергии атомов среды — наступает тепловое равновесие нейтронов и атомов среды. Такие нейтроны называются *тепловыми*. Энергия нейтронов определяется температурой среды и при 20°C она равна $0,0253 \text{ эВ}$. Но в процессе замедления нейтроны могут поглотиться, если сечение поглощения среды велико по сравнению с сечением рассеяния. Таким образом, в любом реакторе имеются нейтроны всех энергий, но в зависимости от соотношения содержаний материалов с поглощающими и рассеивающими свойствами в реакторе будут преобладать нейтроны той или иной энергии.

Нейтроны в реакторе условно разделяются на три группы: быстрые с энергией более $0,1 \text{ МэВ}$ (скорость более 10^4 км/с), промежуточные с энергией $0,6 \text{ эВ}$ — $0,1 \text{ МэВ}$ и тепловые с энергией менее $0,6 \text{ МэВ}$ (скорость порядка $1 - 2 \text{ км/с}$).

Большинство современных энергетических ядерных реакторов работают на тепловых нейтронах. Для уяснения необходимости замедления нейтронов обратимся к зависимости сечения деления ядер ^{235}U и ^{238}U от энергии нейтронов. Для ядер ^{238}U процесс деления

имеет пороговый характер: он возникает при энергии нейтронов E выше 1 МэВ и с дальнейшим возрастанием E сечение реакции деления ^{238}U быстро возрастает примерно до одного барна ($1 \cdot 10^{-24} \text{ см}^2$), после чего дальнейший рост прекращается. Сечение реакции деления ^{235}U в этой области составляет около $1,3 \cdot 10^{-24} \text{ см}^2$, но с уменьшением E растет (за исключением аномальной области резонансов) и при $E=0,01 \text{ эВ}$ (область тепловых нейтронов) достигает 1000 барн ($1 \cdot 10^{-21} \text{ см}^2$), т. е. на три порядка больше, чем в области быстрых нейтронов. К тому же это значение на два порядка больше сечения вредного для цепной реакции деления радиационного захвата нейтронов ядрами ^{238}U в этой же области энергий. Эти обстоятельства и определили целесообразность создания энергетических реакторов на тепловых нейтронах. В качестве замедлителей в них используют обычную (H_2O) и тяжелую (D_2O) воду, графит, бериллий и его окись (BeO), органические жидкости.

При одном акте деления освобождаются два — три быстрых нейтрона, каждый из которых способен вызвать дальнейшее деление нового ядра урана. Однако возникновение цепной реакции деления ядер не всегда возможно, поскольку свободные нейтроны не только вызывают акты деления ^{235}U (медленные и быстрые нейтроны) и ^{238}U (только быстрые нейтроны), но часть из них захватывается ядрами урана без деления, другие поглощаются конструкционными материалами, замедлителем, теплоносителем, продуктами деления и распада ядер, а часть уходит из активной зоны реактора вследствие утечки. Цепная реакция становится возможной, если хотя бы один из указанных нейтронов вызовет акт деления.

Одной из характеристик ядерной реакции является коэффициент размножения k , представляющий

собой отношение числа нейтронов некоторого поколения к числу нейтронов предыдущего поколения, взятых в одинаковые моменты их «жизни». Если $k=1$, цепная реакция обеспечивается; когда $k>1$, реакция идет с нарастающей скоростью; если $k<1$, цепная реакция невозможна (гаснет).

Чтобы уменьшить утечку нейтронов, активная зона реактора окружается отражателем нейтронов, который возвращает большую часть вылетающих нейтронов обратно в активную зону. Это увеличивает число нейтронов, участвующих в цепной реакции. В качестве отражателей применяют те же материалы, что и для замедлителей: графит, тяжелую (D_2O) и обычную (H_2O) воду.

В ядерных реакциях используется понятие о критической массе ядерного топлива, представляющей собой минимальное количество топлива, при котором в данной системе можно достичь коэффициента размножения нейтронов, равного единице. Например, при наличии отражателя для полностью обогащенного урана ($100\% \text{ } ^{235}\text{U}$) при использовании воды в качестве замедлителя критическая масса равна 3 кг. Для природного урана при использовании в качестве замедлителя D_2O , практически не поглощающей нейтроны, критическая масса равна 3000 кг. Недостатком тяжелой воды как замедлителя является ее очень высокая стоимость. При использовании в качестве замедлителя графита критическая масса для природного урана увеличивается до 20 000 кг [6.7].

При использовании в качестве замедлителя обычной воды самоподдерживающуюся цепную реакцию деления ядер на природном уране осуществить невозможно: в этом случае приходится обогащать уран изотопом ^{235}U . Обогащать уран приходится и в других случаях: необходимую степень обогащения ядерного горючего определяют

с учетом большого количества различных факторов, в том числе и затрат на производство тепловыделяющих элементов (твэлов) и на их переработку на заводах.

В связи с тем что природный уран содержит только $0,71\% \text{ } ^{235}\text{U}$, а остальное составляет практически неиспользуемый в реакторах на тепловых нейтронах изотоп ^{238}U , возникает проблема воспроизводства ядерного топлива путем превращения неактивного ^{238}U в расщепляющийся плутоний ^{239}Pu . Превращение осуществляется с помощью ядерной реакции с захватом нейтрона. Аналогичным путем можно превратить неделящийся торий ^{232}Th в расщепляющийся изотоп урана ^{233}U .

Процесс воспроизводства ядерного топлива характеризуется *коэффициентом воспроизводства*, представляющим собой отношение числа атомов вновь образовавшегося делящегося материала к числу атомов израсходованного первичного топлива. В небольшом количестве плутоний вырабатывается и в обычных ядерных реакторах на тепловых нейтронах, однако коэффициент воспроизводства здесь невелик. Существенного увеличения коэффициента воспроизводства можно достигнуть, применяя реакторы на быстрых нейтронах.

В настоящее время известны различные типы ядерных реакторов — аппаратов для осуществления контролируемой цепной реакции деления тяжелых ядер при захвате ими нейтронов. Ядерные реакторы классифицируются по целому ряду признаков: по назначению, по энергетическому уровню нейтронов, по видам замедлителя и теплоносителя, по конструктивному оформлению. Здесь будут рассмотрены принципиальные схемы устройства некоторых энергетических реакторов, получивших промышленное применение на АЭС в СССР.

На рис. 6.1 представлена принципиальная схема корпусного ре-

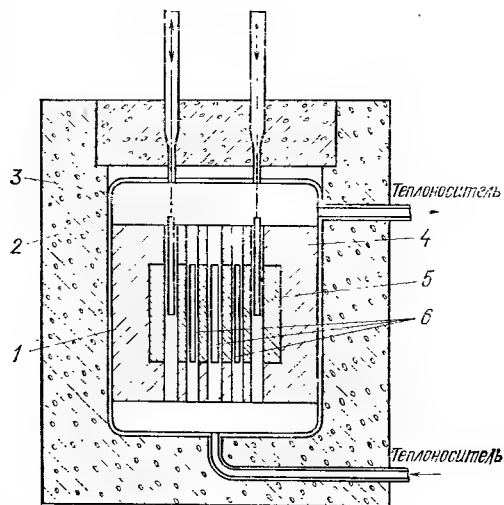


Рис. 6.1. Схема корпусного ядерного реактора на тепловых нейтронах.

1 — корпус реактора; 2 — биологическая защита; 3 — стержни системы управления и защиты (СУЗ); 4 — отражатель нейтронов; 5 — замедлитель нейтронов; 6 — сборки ТВЭЛов (ТВС).

актора на тепловых нейтронах. К этому типу относятся водо-водяные энергетические реакторы (ВВЭР). Первым в СССР реактором этого типа был реактор ВВЭР-210, введенный в действие на Нововоронежской АЭС имени В. И. Ленина (НВ АЭС) в 1964 г. Числом обозначена суммарная электрическая мощность работающих в блоке с реактором турбоагрегатов (3×70). Следующим введен реактор ВВЭР-365, после чего последовала серия реакторов ВВЭР-440 (2×220), из которых первые два установлены также на НВАЭС. Наиболее крупным реактором этого типа является ВВЭР-1000 (2×500) — реактор блока № 5 НВАЭС. Этот реактор также серийный.

Наиболее массивным элементом такого реактора является толсто-стенный корпус (рис. 6.1), рассчитанный на давление циркулирующей внутри воды, выполняющей здесь одновременно функции теплоносителя и замедлителя. Давление теплоносителя у реактора ВВЭР-440 12,5 МПа, а у реактора ВВЭР-1000 16 МПа. Корпус реактора пред-

ставляет собой сложную конструкцию цилиндрической формы, обычно выполняемую сваркой из отдельных элементов. Размеры и масса корпуса зависят от мощности реактора: диаметр до 3,5 — 6 м, высота до 12 — 20 м, толщина стенки до 300 мм, масса до 700 т. Сложность изготовления и транспортировки корпусов реакторов ВВЭР накладывает ограничение на их единичную мощность (1000 — 1300 МВт). Давление воды в корпусе реактора ВВЭР выбирается из условия ее незакипания при нагреве: у реактора ВВЭР-440 температура воды на входе в реактор 268°C , на выходе 301°C , у реактора ВВЭР-1000 соответственно 289 и 322°C .

Внутри корпуса находится корзина с тепловыделяющими элементами (ТВЭлами), укрепленная на специальной конструкции. Активная зона у реактора ВВЭР-440 имеет высоту 2,5 м и эквивалентный диаметр 2,88 м, у реактора ВВЭР-1000 соответственно 3,5 и 3,2 м. ТВЭлы выполняются в виде стержней диаметром 9,1 мм, компонуемых в кассеты-сборки (ТВС), облегчающие перегрузку топлива. У реактора ВВЭР-440 в каждой сборке 126 стержней и всего 349 сборок, у реактора ВВЭР-1000 соответственно 331 стержень и 151 сборка. Топливом служит двуокись урана UO_2 в виде таблеток высотой 15—30 мм, помещаемых в трубку из циркониевого сплава с 1% Nb, образующую оболочку ТВЭла. Материал оболочки должен иметь малое сечение захвата нейтронов, обладать достаточной механической прочностью и неизменностью формы под действием высокой температуры и радиации, высокой теплопроводностью, коррозионной и эрозионной стойкостью. За рубежом для оболочек ТВЭЛов применяется циркалой — сплав циркония с оловом, железом, хромом и никелем. Может использоваться также аустенитная нержавеющая сталь, но она

имеет повышенное сечение захвата нейтронов.

Один раз в год реактор ВВЭР останавливают для перегрузки топлива. При этом заменяют обычно 1/3 общего количества кассет: активная зона разбивается на 3 концентрические зоны и кассеты с отработавшими твэлами из центральной зоны выгружаются. Из средней зоны кассеты переставляют в центральную, из периферийной — в среднюю. В освободившиеся гнезда периферийной зоны загружают кассеты со свежим топливом. Такой порядок замещения топлива способствует выравниванию тепловыделения по радиусу активной зоны и увеличению выгорания топлива. Под выгоранием топлива понимается образование в процессе работы реактора из ядерного горючего продуктов деления. Накопление продуктов деления снижает реактивность активной зоны, т. е. избыток в ней ядерного горючего сверх критического количества, обеспечивающего коэффициент размножения $k \geq 1$. Тепловыделение в активной зоне пропорционально плотности нейтронов (числу нейтронов в 1 см^3), которая изменяется как по высоте, так и по радиусу зоны вследствие утечки нейтронов на границах системы. В активной зоне с одинаковыми свойствами по объему максимальное тепловыделение получается в ее центре и минимальное — по периферии.

Выделяющаяся в твэлах теплота отводится теплоносителем; чаще всего прокачиваемым через реактор с помощью циркуляционного насоса или газодувки (при газовом теплоносителе). Теплоноситель должен иметь малое сечение захвата нейтронов, термическую и радиационную стойкость, совместимость с конструкционными материалами, умеренную стоимость и обеспечивать высокий коэффициент теплоотдачи и умеренный расход энергии на перекачку.

В СССР в реакторах на тепловых нейтронах используется обычная вода H_2O , в реакторах на быстрых нейтронах — расплавленный натрий. В зарубежных реакторах, кроме того, используют тяжелую воду D_2O , газы CO_2 и гелий. Наиболее распространенным теплоносителем является обычная вода, причем генерируется насыщенный пар, поэтому применяются специальные турбины насыщенного пара. При хорошей очистке от примесей она при прохождении через активную зону не приобретает длительной наведенной радиоактивности. Применение тяжелой воды в качестве теплоносителя обеспечивает возможность работы реактора на природном уране. В отличие от воды газ, как теплоноситель, может быть нагрет в реакторе до высокой температуры независимо от давления, под которым газ находится. Это дает возможность вырабатывать во втором контуре перегретый пар и использовать на АЭС обычные паровые турбины. К недостаткам газовых теплоносителей относятся низкая теплоотдача и малая теплоемкость, что повышает затраты энергии на их перекачку.

Из жидкометаллических теплоносителей не все пригодны для охлаждения реакторов: часть металлов имеет слишком высокую температуру плавления, другие — большое сечение захвата нейтронов. В СССР используется расплавленный натрий. Жидкометаллические теплоносители обеспечивают высокий коэффициент теплоотдачи. Поскольку температура их кипения высока, на выходе из реактора можно получить температуру теплоносителя $500 - 600^\circ\text{C}$ без значительного повышения давления, что позволяет применять стандартные турбины на перегретом паре.

Реактор оборудуется системой регулирования, которая должна обеспечивать поддержание заданного режима работы или изменение мощности установки, если это тре-

буется. Сущность регулирования мощности реактора сводится к изменению коэффициента размножения k нейтронов в активной зоне. Для повышения мощности реактора надо, чтобы k несколько превысил единицу. В этом случае количество образующихся нейтронов будет возрастать. Затем с помощью регулирующего устройства необходимо вновь уменьшить k до единицы, чтобы мощность реактора установилась на новом уровне.

Наиболее распространенным методом регулирования мощности реактора является выведение из активной зоны или введение в нее стержней из материалов с большим сечением поглощения тепловых нейтронов. В природе имеется около 15 элементов с такими свойствами, но не все они пригодны для этой цели: необходимо учитывать механическую прочность, коррозионную стойкость и некоторые другие факторы. Применяют карбид бора (B_4C), сталь с содержанием бора до 3%, гафний, сплавы кадмия с индием и серебром.

В процессе работы реактора из-за выгорания делящихся материалов и накопления продуктов деления реактивность активной зоны постепенно уменьшается. Чтобы поддерживать ее на необходимом уровне, могут применяться специальные компенсирующие стержни, по устройству не отличающиеся от регулирующих стержней. В процессе рабочей кампании реактора (время работы реактора между двумя перегрузками твэлов, если перегрузка не непрерывная) эти стержни постепенно выдвигают из активной зоны и тем компенсируют снижение реактивности.

Иногда в случае возникновения аварийной ситуации на АЭС появляется необходимость быстрого прекращения цепной реакции деления ядер в активной зоне реактора. Для этой цели применяются специальные стержни аварийной защиты, которые с повышенной скоростью

вводят в активную зону, после чего цепная реакция прекратится. Устройство стержней аварийной защиты такое же, как и регулирующих стержней.

В новых конструкциях реактора ВВЭР эти три группы стержней унифицируют в единую систему управления и защиты (СУЗ). Все стержни используют как при нормальной работе реактора, так и по сигналу аварийного отключения (рис. 6.1). В последнем случае скорость опускания стержней повышается.

Привод стержней СУЗ осуществляется в большинстве случаев через отверстия в крышке реактора ВВЭР (рис. 6.1). Над этими отверстиями в крышку ввариваются цилиндрические металлические колпаки с заглушенными верхними концами. Внутри трубчатого колпака в верхней части находится привод, соединяемый со сборной СУЗ, сообщающий ей поступательное движение. Применяются различные типы приводных механизмов, а также шаговые электродвигатели, электромагнитный привод. За рубежом на водо-водяных реакторах применяется гидропривод. В реакторе ВВЭР-1000 имеется 109 приводов СУЗ, каждый из которых перемещает пучок из 12 стержней-поглотителей. В настоящее время в дополнение к этому применяется борное регулирование реактора ВВЭР путем добавки в теплоноситель борной кислоты.

Для обеспечения безопасности обслуживающего персонала от ионизирующих излучений сооружается биологическая защита реакторов и другого радиационно-опасного оборудования. Реакторы имеют наиболее мощную биологическую защиту. Защита от α - и β -частиц сравнительно проста, поскольку они легко задерживаются относительно тонкими слоями ограждений. В основном требуется защита от нейтронов и γ -излучения. Для этой цели используют вещества с боль-

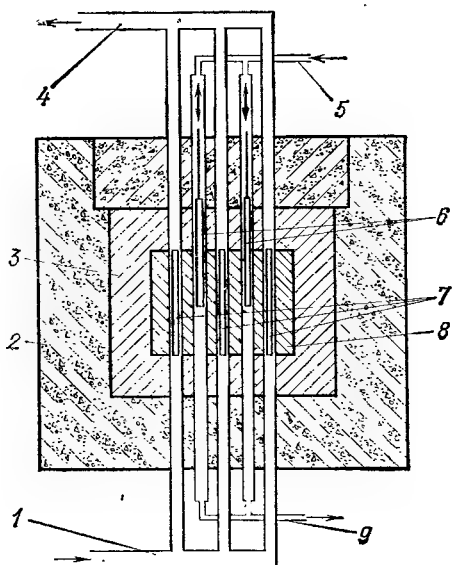


Рис. 6.2. Схема канального ядерного реактора на тепловых нейтронах.

1 — вход теплоносителя (воды); 2 — биологическая защита; 3 — отражатель нейтронов; 4 — выход теплоносителя (пароводяной смеси); 5 — вход охлаждающей воды в каналы СУЗ; 6 — стержни СУЗ; 7 — ТВС; 8 — замедлитель нейтронов; 9 — выход охлаждающей воды из каналов СУЗ.

шой плотностью и с большим числом электронов на каждый атом (свинец, бетон, сталь и др.). Быстрые нейтроны слабо поглощаются встречающимися на пути их движения веществами, поэтому целесообразно вначале их замедлить до тепловых скоростей, а затем уже поглощать. Хорошим замедлителем для этой цели может служить обычная вода. Биологическая защита с боков и снизу реакторов состоит из тяжелого бетона толщиной 1,8—3 м и бокового слоя воды толщиной около 1 м. Сверху реактора выполняется защитная кладка из чугунных плит.

В реакторах ВВЭР в целях защиты корпуса реактора от вредного воздействия на металл нейтронного излучения (охрупчивание стали) применяют водяной и стальной экраны с толщиной первого 200 мм и второго 90 мм.

На рис. 6.2 изображена принципиальная схема устройства каналь-

ного реактора на тепловых нейтронах. Конструкция канальных реакторов с водой в качестве теплоносителя и с графитовым замедлителем создана в СССР в конце 40-х гг. В энергетике этот тип реактора использован на Обнинской АЭС, на Белоярской, Билибинской и на других АЭС.

Важное преимущество реакторов данного типа — возможность реализации больших единичных мощностей. Первый блок мощностью 1 млн. кВт с реактором кипящего типа РБМК-1000 введен в эксплуатацию в 1973 г. на Ленинградской АЭС имени В. И. Ленина. Он стал головным в большой серии действующих и сооружаемых энергоблоков для ряда АЭС мощностью 4—6 млн. кВт и более (Курская, Смоленская, Чернобыльская АЭС). На сооружаемой Игналинской АЭС устанавливается реактор РБМК-1500 с двумя турбинами по 750 МВт. Ведется проектирование реактора РБМКП-2400 с перегревом пара.

Другим важным преимуществом канальных реакторов является возможность применения ядерного перегрева пара, впервые реализованного на блоке № 1 Белоярской АЭС с реактором АМБ-100, а затем — на блоке № 2 с реактором АМБ-200 (перегрев пара до 500°C при давлении перед турбиной 9 МПа).

Принципиальным отличием канального реактора от корпусного является использование графита в качестве замедлителя и отсутствие массивного корпуса, находящегося под полным давлением воды — теплоносителя. Вместо него имеется большое количество трубчатых технологических каналов, через которые циркулирует вода под давлением. Конструктивное оформление технологических каналов после реактора Обнинской АЭС претерпело изменения. На реакторе РБМК-1000 технологические каналы выполнены в виде вертикальных

труб диаметром 88×4 мм из циркония с добавкой 2,5% Nb, к которым сверху и снизу приварены концевые части из коррозионно-стойкой стали 08X18H10T. Внутри каналов (см. рис. 6.2) на подвесках располагаются кассеты с ТВЭлами. Каждая кассета состоит из двух расположенных одна под другой сборок (ТВС), состоящих из 18 ТВЭлов стержневого типа. ТВЭлы представляют собой трубки из циркониевого сплава диаметром $13,5 \times 0,9$ мм, заполненные таблетками диаметром 11,5 мм из двуокиси урана с обогащением 1,8—2% ^{235}U . Высота технологического канала 7 м. Теплоноситель — вода подводится к каналам снизу и движется вверх. Экономайзерный участок занимает по высоте 2,5 м от низа активной зоны. На остальной части канала имеет место процесс развитого кипения. Массовое паросодержание теплоносителя на выходе из активной зоны в среднем по реактору составляет 14,5%, давление вырабатываемого насыщенного пара равно 7 МПа. Активная зона размещена в бетонной шахте размером 21×21 м и глубиной 25 м. Графитовая кладка (замедлитель) цилиндрической формы состоит из собранных в колонны блоков с центральными цилиндрическими отверстиями для технологических каналов и СУЗ. Графитовая кладка помещается в герметичный кожух, для предотвращения окисления графита и улучшения его охлаждения заполняемый смесью гелия и азота.

Реактор имеет верхнюю, нижнюю и боковую биологическую защиту. Количество технологических каналов равно 1693 шт. Температура воды на входе составляет 270°C и на выходе 284°C . Перегрузка ядерного топлива производится непрерывно при работающем реакторе. Масса кладки составляет 1700 т. Толщина торцовых отражателей 500 мм, бокового в среднем 1000 мм. Каналы СУЗ имеют независимую

водяную систему охлаждения. Недостатком реактора является сложная система коммуникаций подвода воды и отвода пароводяной эмульсии. Приводы стержней СУЗ по принципу действия аналогичны таковым для реактора ВВЭР.

Для успешного развития атомной энергетики в будущем необходимы достаточные запасы ядерного топлива. Это можно обеспечить, если наряду с делящимся изотопом ^{235}U использовать ^{238}U и ^{232}Th . Эту проблему призваны решить реакторы на «быстрых» нейтронах, однако на пути ее решения имеется еще много трудностей.

Принципиальная схема реактора на быстрых нейтронах изображена на рис. 6.3. АЭС с реактором БН-350 этого типа введена в эксплуатацию в 1973 г. в г. Шевченко. Реактор помещен в корпус переменного диаметра из нержавеющей стали с толщиной стенки 30 мм. Замедлителя реактор не имеет, а в качестве теплоносителя используется расплавленный Na. (Вода непригодна, поскольку она обладает замедляющими свойствами.) Корпус реактора имеет максимальный диаметр 6 и минимальный 2,4 м. Корпус сверху закрыт крышкой, а с боков заключен в кожух, исключающий утечку радиоактивного натрия при разгерметизации корпуса. В реакторе имеются три зоны: в центре расположена активная зона с высокообогащенным топливом (двуокись урана с обогащением 23%) с последующим переходом на смесь двуокиси ^{239}Pu (19%) и ^{238}U . Сверху и снизу в торцах активной зоны размещается внутренняя зона воспроизводства из слабообогащенного урана и по кольцу вокруг активной зоны — внешняя зона воспроизводства из природного урана.

В зонах воспроизводства накапливается плутоний с коэффициентом воспроизводства $K_B \approx 1,5$. Глубина выгорания топлива в реакторах на быстрых нейтронах в 3—5

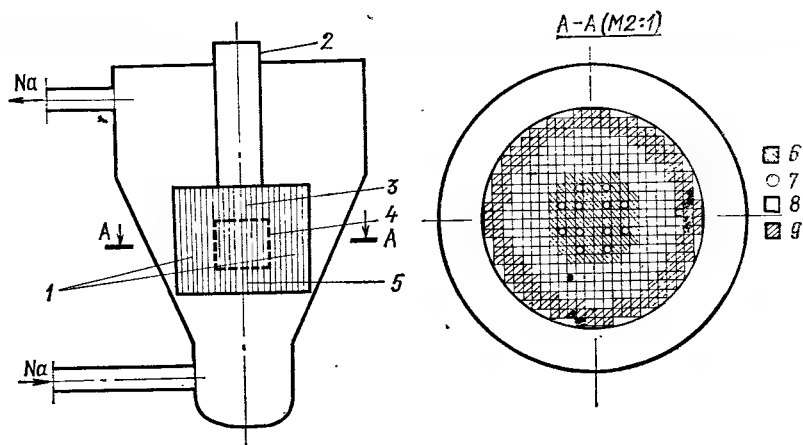


Рис. 6.3. Схематическое изображение ядерного реактора на быстрых нейтронах.

1 — боковая зона воспроизводства (боковой экран); 2 — колонна с приводами СУЗ; 3 — верхняя торцевая зона воспроизводства (верхний торцевой экран); 4 — активная зона; 5 — нижняя торцевая зона воспроизводства (нижний торцевой экран); 6 — кассеты ТВЭЛов активной зоны с ядерным топливом; 7 — кассеты СУЗ; 8 — кассеты боковой зоны воспроизводства; 9 — тепловая защита.

раз больше, чем у водоохлаждаемых реакторов на тепловых нейтронах. Поскольку активная зона реактора на быстрых нейтронах имеет повышенную концентрацию делящихся материалов в единице объема (в 4 — 5 раз больше, чем у реакторов на тепловых нейтронах), увеличивается удельная мощность активной зоны и тепловое напряжение поверхности ТВЭЛов. Одновременно возрастает плотность потока нейтронов. Рабочая температура в реакторах БН выше. Все это предъявляет повышенные требования к материалам активной зоны.

Оболочки ТВЭЛов изготавливаются из аустенитной стали. Рассматриваются также сплавы на никелевой, ванадиевой, ниобиевой или молибденовой основе. Эти материалы по сравнению с аустенитной сталью допускают большие механические напряжения. В то же время при проектировании реакторов на быстрых нейтронах стремятся в максимальной мере сократить количество натрия и конструкционных материалов в активной зоне, так как это приводит к уменьшению коэффициента воспроизводства.

Из-за большой глубины выгорания возникает серьезная проблема распухания топлива под действием

излучения, вызываемого продуктами деления, в первую очередь газообразными, такими как криптон и ксенон. Из-за повышенного энерговыделения реакторы на быстрых нейтронах характеризуются большими градиентами температур в конструкциях корпуса, элементах регулирования и управления, в несколько раз превышающими перепады температур в реакторах на тепловых нейтронах. Это приводит к повышенным температурным напряжениям, а при внезапной остановке реакторов создается эффект теплового удара. Для системы управления и защиты реакторов на быстрых нейтронах применяется тот же метод ввода в активную зону реактора поглощающих нейтроны стержней, которые изготавливаются из карбида бора.

Радиационная защита реактора многослойна. Первый слой боковой защиты (натрий) снижает плотность потока защиты (нержавеющая сталь — быстрых нейтронов примерно в 10 раз. Второй слой (сталь — окись железа) предохраняет бетон от высоких потоков нейтронов и γ -квантов. Верхнюю радиационную защиту образуют слой натрия, стальная плита, чередующиеся слои железа и графита.

Давление жидкого натрия в первом контуре невелико, его температура на входе в реактор БН-350 составляет 300°C , а на выходе 500°C , для реактора БН-600 соответственно 380 и 550°C . Большая часть теплоты образуется в активной зоне, куда поступает около 90% всего охлаждающего натрия, циркулирующего в первом контуре. Этот поток проходит через активную зону и части зоны воспроизводства, расположенные над активной зоной и под ней. Приблизительно 10% всего расхода натрия попадает в боковую зону воспроизводства. Из общего количества плутония, образующегося в реакторе, 75% приходится на зону воспроизводства.

В настоящее время при разработке реакторов на быстрых нейтронах для АЭС в качестве теплоносителя из металлов обычно выбирают жидкий натрий, имеющий наименьшее сечение захвата ней-

тронов, требующий относительно небольших расходов на перекачку и имеющий сравнительно невысокую температуру плавления ($97,6^{\circ}\text{C}$). Однако его использование связано с большими трудностями: натрий активно реагирует с водой и кислородом, при прохождении через активную зону становится радиоактивным с большим периодом полураспада (приблизительно 15 ч). Поэтому оправданы попытки выбора другого теплоносителя для реактора на быстрых нейтронах.

6.2. Тепловые схемы и оборудование АЭС

Принципиально АЭС могут работать как по паротурбинному, так и по газотурбинному циклу. Но современные ГТУ могут конкурировать с паротурбинными установками по тепловой экономичности только при

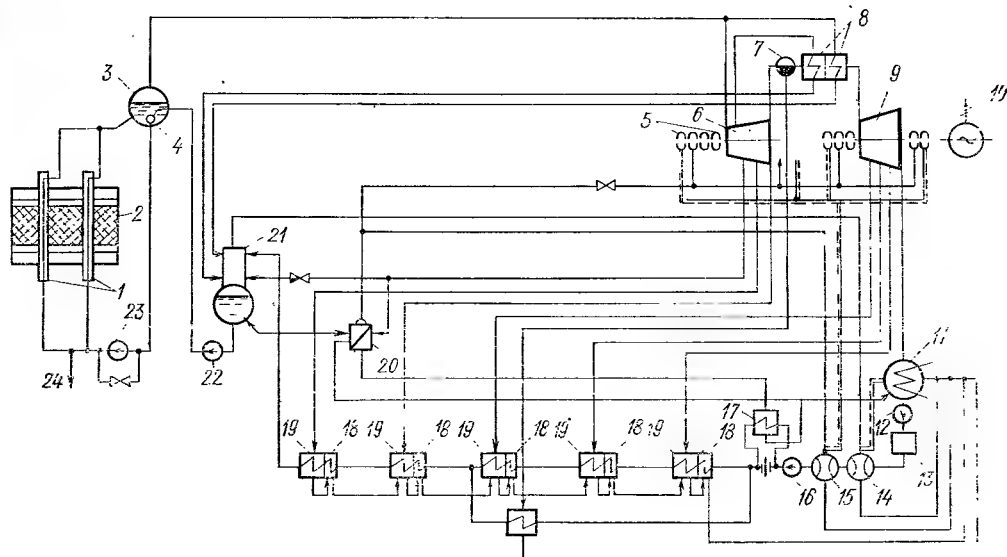


Рис. 6.4. Принципиальная тепловая схема одноконтурной АЭС с каналным реактором на тепловых нейтронах типа РБМК-1000 и с двумя турбинами типа К-500-65/3000 на насыщенном паре на 3000 об/мин (блок № 1 Ленинградской АЭС имени В. И. Ленина).

1 — технологические каналы реактора; 2 — реактор; 3 — барабан-сепаратор; 4 — смеситель; 5 — переднее концевое уплотнение вала турбины; 6 — ЦВД; 7 — промежуточный выносной сепаратор пара турбины; 8 — промперегреватель (две ступени); 9 — ЦНД; 10 — электрический генератор; 11 — конденсатор турбины; 12 — конденсатный насос первой ступени; 13 — конденсатоочистка; 14 — основной эжектор; 15 — эжектор уплотнений; 16 — конденсатный насос второй ступени; 17 — охладитель дренажа испарителя; 18 — охладители дренажа ПНД; 19 — ПНД; 20 — испаритель; 21 — деаэратор; 22 — питательный насос; 23 — главный циркуляционный насос ГЦН; 24 — вода на очистку (на ионообменные фильтры).

начальной температуре рабочего тела 800°C, что для ядерных реакторов в настоящее время недостижимо.

Тепловые схемы АЭС подразделяются на одно-, двух- и трехконтурные.

В одноконтурных схемах АЭС (рис. 6.4) контуры теплоносителя и рабочего тела совпадают. Здесь используются реакторы кипящего типа. Пар и воду предпочтительнее разделять в вынесенном из реактора барабане-сепараторе, что позволяет лучше организовать процесс сепарации пара при любой нагрузке реактора. Для отечественных кипящих канальных реакторов РБМК паросодержание среды на выходе из технологических каналов ограничивается значением 15%, что связано с ухудшением теплообмена и опасностью перегрева твэлов. Преимуществом одноконтурных схем является их относительная простота. Недостаток — все оборудование, включая турбинную установку, работает в радиационно-активных условиях, требуя биологической защиты.

На рис. 6.4 изображена принципиальная схема одноконтурной АЭС с канальным реактором и с двумя турбинами мощностью по 500 МВт на насыщенном паре (на схеме условно показана одна турбина). Давление пара перед турбиной равно 6,5 МПа. После ЦВД пар поступает в сепаратор для отвода влаги и затем перегревается в двухступенчатом паровом перегревателе вначале паром из первого отбора, а затем свежим паром. Предусмотрена 100%-ная конденсатоочистка для уменьшения поступления в реактор с водой-теплоносителем окислов железа и других продуктов коррозии и примесей. Для этой же цели все дренажи ПНД сбрасываются каскадно в конденсатор, а ЦВД в тепловой схеме блока вообще отсутствуют. Во избежание образования в реакторе медистых отложений и вредного влияния окислов меди на циркониевые сплавы технологических каналов и оболочек твэлов все ПНД выполнены из нержавеющей стали.

Ввиду работы турбины на радиоактивном паре во избежание его утечки через уплотнения в помещение машинного зала в тепловую схему блока включен испаритель, вырабатывающий нерадиоактивный пар для подачи в уплотнения турбин и клапанов парораспределения.

В двухконтурных схемах АЭС (рис. 6.5) контуры теплоносителя и рабочего тела разделены. В этих схемах появляется новый вид оборудования, которого не было в одноконтурных схемах — парогенератор, где вырабатывается пар для второго контура за счет тепла, отнимаемого от теплоносителя первого контура. Парогенератор входит в оба контура, технологически связывая их. Оборудование первого контура, включая парогенератор, требует биологической защиты. Оборудование второго контура работает в отсутствие радиационной активности, что упрощает эксплуатацию турбинной установки. Для передачи теплоты через поверхность нагрева парогенератора требуется перепад температур между теплоносителем и водой, превращающейся в насыщенный пар. Для водного теплоносителя это требует поддержания в первом контуре более высокого давления, чем давление насыщенного пара, подаваемого в турбину, чтобы избежать парообразования в реакторе. Ввиду более низкого давления пара перед турбиной тепловая экономичность двухконтурных схем ниже, чем одноконтурных при том же давлении в реакторе.

В систему первого контура вводится паровой компенсатор объема, характерный для реакторов, охлаждаемых водой под давлением. Компенсатор предназначен для компенсации температурных изменений объема воды, заполняющей первый контур, поскольку температура теплоносителя в процессе работы может изменяться. Компенсатор объема оборудован электроподогревателем и впрыскивающим устройством, если потребуются конденсация части пара в компенсаторе.

На рис. 6.5 представлена принципиальная тепловая схема двухконтурной АЭС с корпусным водо-водяным энергетическим реактором на тепловых нейтронах и с двумя турбинами на насыщенном паре давлением 6 МПа мощностью по 500 МВт (на рисунке условно показана одна турбина).

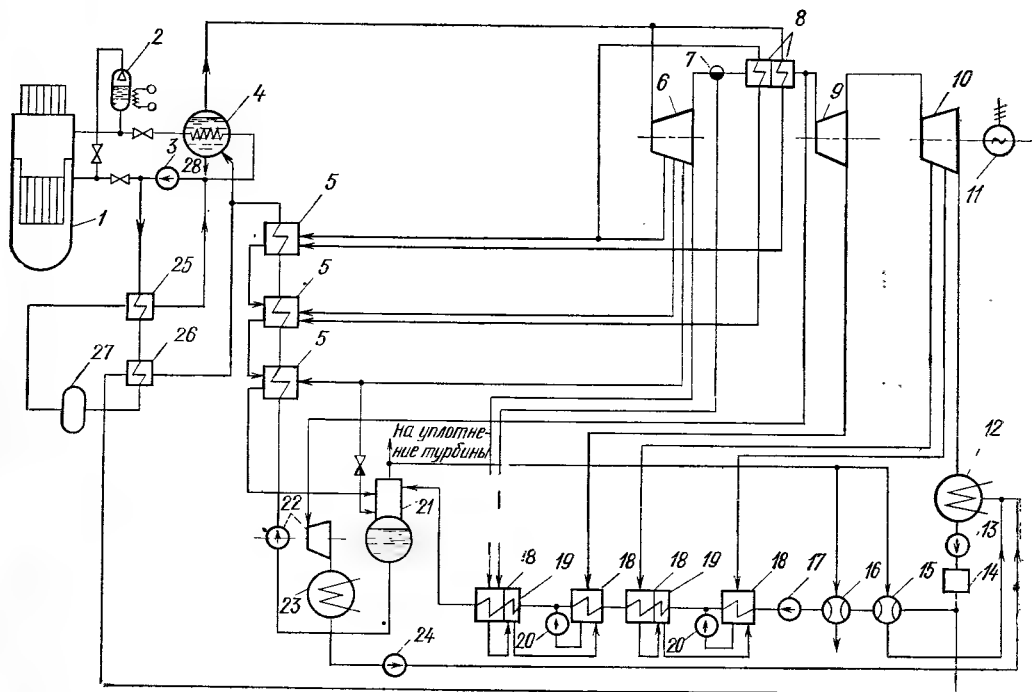


Рис. 6.5. Принципиальная тепловая схема двухконтурной АЭС с корпусным водо-водяным энергетическим реактором на тепловых нейтронах типа ВВЭР-1000 и с двумя турбинами К-500-60/1500 на 1500 об/мин (блок № 5 Нововоронежской АЭС).

1 — реактор; 2 — компенсатор объема с электроподогревом и впрыском; 3 — ГЦН; 4 — парогенератор; 5 — ПВД; 6 — ЧВД; 7 — сепаратор пара; 8 — промпрегреватель (двухступенчатый); 9 — ЦСД; 10 — ПНД; 11 — электрический генератор; 12 — конденсатор главной турбины; 13 — конденсатный насос первой ступени; 14 — конденсатоочистка; 15 — эжектор уплотнений; 16 — основной эжектор; 17 — конденсатный насос второй ступени; 18 — ПНД; 19 — охладители дренажа ПНД; 20 — дренажные насосы; 21 — деаэрактор; 22 — питательный турбонасос ПТН; 23 — конденсатор приводной турбины ПТН; 24 — конденсатный насос ПТН; 25 — основной теплообменник ионообменной установки; 26 — доохладитель; 27 — ионообменная установка; 28 — вода из парогенератора на очистку.

Давление воды в первом контуре составляет 16 МПа. После ЧВД, как и в предыдущей схеме, производится сепарация и двухступенчатый паровой промпрегрев пара. Температура теплоносителя первого контура на входе в реактор составляет 289 и на выходе 322°C. Для вывода загрязнений из первого контура имеется ионообменная установка с двумя последовательно включенными охладителями обрабатываемой воды.

Все АЭС с реакторами ВВЭР и одноконтурные АЭС с реакторами РБМК-1000 и РБМК-1500 оборудуются турбинами насыщенного пара специальных конструкций. Для таких турбин предусматривается более развитая сепарация влаги в проточной части: внутриканальная сепарация, периферийное влагоудаление, специальные ступени-сепара-

торы. Кроме того, после ЧВД устанавливается внешний сепаратор пара. В последующих схемах сепаратор дополнен одноступенчатым, а затем и двухступенчатым паровым промежуточным перегревателем на остром паре и паре из первого отбора турбины. Диаграммы рабочего процесса расширения пара в турбине при наличии за ЧВД сепаратора изображена на рис. 6.6,а, а при применении дополнительно к этому промпрегрева пара — на рис. 6.6,б.

При высокоэффективных сепараторах внешняя сепарация может обеспечить осушку пара до $x_2 = 99\%$. Это приводит к улучшению КПД проточной части турбины на

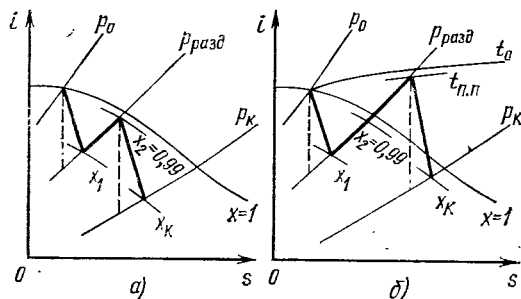


Рис. 6.6. i, s -диаграмма процесса расширения пара в турбине насыщенного пара АЭС.

а — при наличии сепаратора между ЧВД и ЦСД; б — при наличии между ЧВД и ЦСД сепаратора и парового промпрегревателя на остром паре (до $t_{п.п}$).

8—13%. Однако в тракте сепаратора пара имеется потеря давления на внешнюю сепарацию пара и требуются дополнительные капиталовложения тем большие, чем ниже давление в сепараторе (так называемое разделительное давление).

Разделительное давление $p_{разд}$ выбирается по минимуму расчетных затрат с учетом ряда факторов. Чем ниже $p_{разд}$, тем больше конечная влажность пара $y_K = 1 - x_K$ в ступени, предшествующей сепаратору. Опыт эксплуатации турбин насыщенного пара показал, что в конце ЧВД допустима большая влажность пара, чем в последних ступенях ЧНД. С ростом $p_{разд}$ увеличиваются потери от влажности в ступенях ЧНД и уменьшаются в ступенях ЧВД. С увеличением $p_{разд}$ часть ступеней из ЧВД переходит в ЧСД. Поскольку число параллельных потоков пара в ЧСД всегда больше, чем в ЧВД, в турбине возрастает число ступеней с меньшей высотой лопаток и несколько снижается экономичность проточной части. Кроме того, повышение $p_{разд}$ приводит к некоторому увеличению $\dot{m}$ течки из концевых уплотнений ЧВД. В первом приближении влияние $p_{разд}$ на КПД турбогенераторной установки $\eta_{т.у}$ можно проследить по кривой 1 на рис. 6.7.

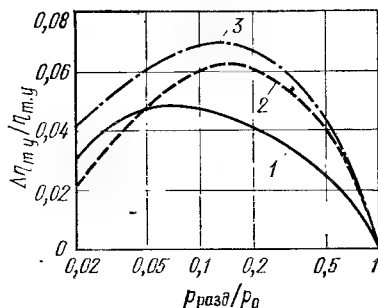


Рис. 6.7. Влияние разделительного давления $p_{разд}$ на экономичность турбинной установки.

1 — при наличии между ЧВД и ЦСД сепаратора; 2 — при наличии сепаратора и одноступенчатого промпрегрева пара; 3 — при наличии сепаратора и двух ступеней промежуточного перегрева пара; p_0 — давление пара перед турбиной.

По расчетным данным различных организаций для применяемых конструкций турбин, тепловых схем и используемых параметров оптимальное разделительное давление в схеме с одной ступенью внешней сепарации обычно составляет $(0,05 \div 0,15) p_0$. Выигрыш в КПД установки за счет применения сепарации составляет $\Delta\eta_{т.у}/\eta_{т.у} = (2,5 \div 4) \%$. При двух ступенях внешней сепарации оптимальные разделительные давления находятся на уровнях $p_{разд}^I = 0,14 p_0$ и $p_{разд}^{II} = 0,026 p_0$.

Окончательный выбор разделительного давления определяется технико-экономическими расчетами. Экономически оптимальное значение $p_{разд}$ всегда несколько выше термодинамически оптимального.

На новых АЭС с водоохлаждаемыми реакторами как при двухконтурной (см. рис. 6.5), так и при одноконтурной схеме (см. рис. 6.4) кроме сепарации применяют промпрегрев свежего паром. Обычно $t_{п.п} = t_0 - (15 \div 40)^\circ\text{C}$. При промпрегреве повышается $p_{разд}^{опт}$ до $(0,1 \div 0,23) p_0$.

Указанные выше значения оптимального разделительного давления соответствуют оптимальным значениям начального p_0 и конеч-

ного p_k давлений. Начальное давление пара p_0 для турбин на насыщенном паре выбирается с учетом ряда соображений.

Известно, что КПД цикла на насыщенном паре максимален при $p_0 \approx 16 \div 17$ МПа. При выборе $p_0^{\text{опт}}$ для АЭС учитывают допустимые значения y_k для ЧВД и ЧНД, влияние влажности пара на КПД η_{oi} турбины, зависимость коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к воде при кипении в парогенераторе, предельные значения давления и температуры, на которые должен быть рассчитан корпус реактора (для двухконтурных схем). В настоящее время водо-водяные реакторы для двухконтурных АЭС проектируют на давление теплоносителя до 15 МПа и на давление пара перед турбиной $p_0 = 5 \div 7$ МПа. Температура насыщения генерируемого насыщенного пара должна быть на $10\text{—}15^\circ\text{C}$ ниже, чем температура теплоносителя на выходе из реактора.

Выбор конечного давления p_k для АЭС представляет собой технико-экономическую задачу, и ее решение принципиально не отличается от решения этой задачи для ТЭС. Снижение p_k ведет к увеличению КПД электростанции, но при этом требуется большая площадь поверхности конденсатора и охладителей воды, большой расход электроэнергии на перекачку охлаждающей воды. Одновременно снижение p_k ведет к увеличению удельного объема пара за последней ступенью турбины и при тех же выходных потерях к усложнению ее конструкции. Совместный анализ всех этих факторов показывает, что для мощных турбин насыщенного пара на АЭС целесообразно применять p_k не ниже 4 кПа против 3,5 кПа на ТЭС.

Турбины насыщенного пара для АЭС во многом отличаются от турбин перегретого пара. Это объясняется работой большинства ступе-

ней на влажном паре, низкими начальными параметрами пара и тесной связью турбоустановки с режимом работы реактора.

Особенности конструкции турбин насыщенного пара обусловлены малым располагаемым теплорепадом и связанным с ним большим объемным расходом пара, в связи с чем возрастают габаритные размеры паровпуска, большим количеством ЧНД по сравнению с количеством ЦВД и большой долей мощности, вырабатываемой в ЧНД (50—60%), необходимостью применения специальных мер для предотвращения эрозии лопаток и эрозионно-коррозионного износа неподвижных деталей турбин, необходимостью эвакуации большого количества влаги, выделяющейся из пара.

Для турбин на насыщенном паре возможен заброс частоты вращения ротора при сбросе нагрузки из-за вскипания влаги, обволакивающей поверхность ротора и неподвижные детали проточной части, скапливающейся в сепараторе, а также из-за большого объема тракта между ЧВД и ЧСД (ЧНД). В связи с этим предусматривается установка отсечной арматуры перед ЧСД (ЧНД).

Регулирование турбин АЭС в большей степени, чем на ТЭС, связано с регулированием всего блока и существенно зависит от типа реактора. При закрытии клапанов на паровпуске ЦВД для двухконтурных АЭС предусматривается перепуск пара помимо турбины в главный (или специальный технологический) конденсатор с расходом до 50—60% номинального расхода. На одноконтурных АЭС при останове турбины требуется перепуск помимо нее всего свежего пара.

В СССР турбины насыщенного пара для АЭС с водоохлаждаемыми реакторами проектирует и изготавливает производственное объединение «Харьковский турбинный за-

вод» (ПО ХТЗ). Турбины выпускаются мощностью 75, 220, 500, 750 и 1000 МВт на частоту вращения 3000 и 1500 об/мин. Выбор оптимальной частоты вращения турбины является технико-экономической задачей. При малой частоте вращения возрастают габариты турбоагрегатов. По данным ПО ХТЗ для насыщенного пара масса собственно турбины при $n = 1500$ об/мин в 1,5 раза больше, чем при 3000 об/мин. Особенно возрастают масса ротора ЦНД (в 2,3—2,9 раза) и его диаметр (приблизительно в 1,5 раза). В связи с этим возрастают габаритные размеры фундамента, грузоподъемность кранов и возникает проблема перевозки негабаритных грузов.

В то же время у низкооборотных турбин насыщенного пара имеются и преимущества перед турбинами на 3000 об/мин. Во-первых, у них существенно выше эрозионная надежность лопаток. Однако это преимущество в настоящее время потеряло значение благодаря разработке эффективных способов сепарации влаги и применению промперегрева пара. Другое преимущество низкооборотных турбин связано с более высокой вибрационной надежностью вала благодаря сокращению числа цилиндров. Что касается экономичности низкооборотных турбин, то у ЧВД экономичность несколько ниже вследствие уменьшения высот лопаток, роста конечных потерь и большей площади зазоров в уплотнениях. В противоположность этому КПД ЦНД с переходом на частоту вращения 1500 об/мин возрастает по ряду причин, в первую очередь благодаря большей суммарной проходной площади последней ступени и, следовательно, существенно меньшей выходной потере. Важным фактором повышения КПД последней ступени является увеличение отношения d/l .

С уменьшением частоты вращения повышается экономичность и остальных ступеней ЦНД (меньше потеря от «веерности», меньше относительная шероховатость проточной части). Все это важно в связи с большей долей мощности ЦНД турбин насыщенного пара. Имеются и другие причины повышения экономичности тихоходных турбин: улучшение сепарационной способности влагоулавливающих устройств, сокращение осевых зазоров в связи с уменьшением общей длины вала турбины. При мощности 500—750 МВт с уменьшением частоты вращения КПД установки возрастает на 0,7—1%.

Важным преимуществом низкооборотных турбин оказывается возможность повышения разделительного давления благодаря более безопасной работе с повышенной влажностью пара. КПД установки, зависящий от $p_{\text{разд}}$, также возрастает, так как $p_{\text{разд}}$ можно теперь выбирать термодинамически оптимальным. С ростом разделительного давления существенно сокращаются габариты сепаратора-промперегревателя и трубопроводов между ЧВД и ЧСД (ЦНД).

На большинстве АЭС с водоохлаждаемыми реакторами на тепловых нейтронах генерируется насыщенный пар, что требует применения специальных турбин. Получение перегретого пара весьма желательно, поскольку позволяет повысить КПД электростанции и использовать стандартные паровые турбины.

Эта задача решена на блоке № 1 Белярской АЭС при использовании разработанных в СССР реакторов канального типа (рис. 6.8). Пароводяная смесь из испарительных каналов реактора поступает в барабан-сепаратор для отделения пара от воды. Насыщенный пар затем используется в испарителе для генерации вторичного пара из питательной воды второго контура, предварительно подогретой в ПВД и в других теплообменниках. Насыщенный вторичный пар испарителя поступает в перегревательные каналы реактора и с параметрами 9 МПа и 500°C поступает в турбину К-100-90. Некоторые авторы называют такую схему АЭС неполностью двухконтур-

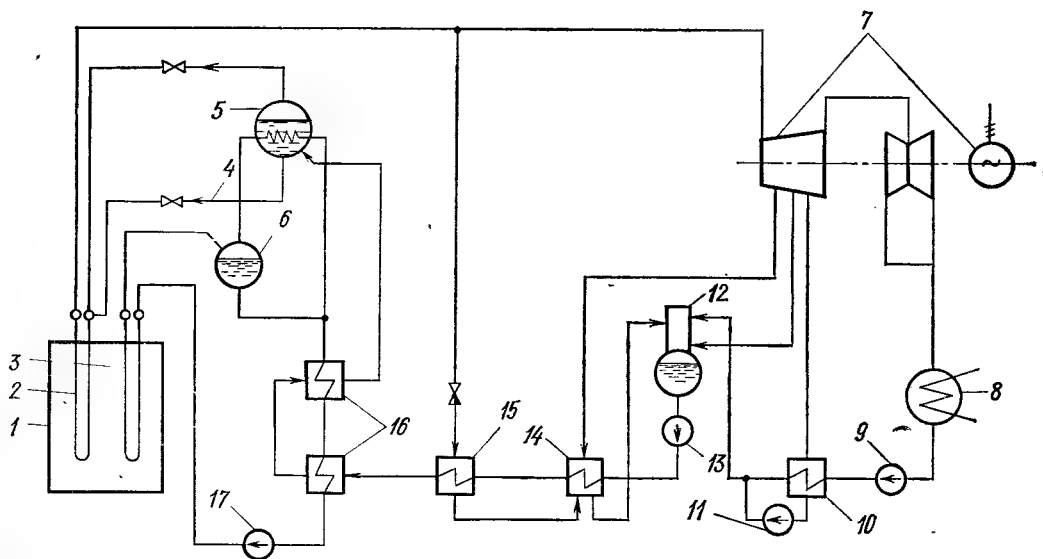


Рис. 6.8. Принципиальная тепловая схема АЭС с каналным реактором на тепловых нейтронах и с ядерным перегревом пара (блок № 1 Белоярской АЭС имени И. В. Курчатова). 1 — реактор; 2 — пароперегревательные каналы; 3 — испарительные каналы; 4 — линия рециркуляции для охлаждения перегревателей каналов в пусковых режимах; 5 — испаритель второго контура; 6 — барабан-сепаратор; 7 — турбоагрегат; 8 — конденсатор турбины; 9 — конденсатный насос; 10 — ПВД (5 ступеней); 11 — дренажный насос; 12 — деаэрактор; 13 — питательный насос; 14 — ПВД; 15 — теплообменник системы регулирования перегрева пара; 16 — водяной экономайзер (две ступени); 17 — ГЦН первого контура.

ной, поскольку пар второго контура проходит через реактор и приобретает в нем радиоактивность. Для охлаждения пароперегревательных каналов реактора в пусковом режиме, когда испаритель еще не выдает вторичный пар, предусмотрена линия рециркуляции с подачей в них воды. Регулирование перегрева пара осуществляется с помощью теплообменника 15 (рис. 6.8). Изменяя расход пара в него из главного паропровода, можно изменять температуру питательной воды и количество генерируемого в испарителе пара. Это приводит к изменению расхода пара через пароперегревательные каналы реактора и к изменению его температуры на выходе из реактора. Систему технологического конденсатора (на схеме не показана) используют в режимах расхолаживания реактора при остановках блока.

На Белоярской АЭС проверялась возможность ядерного перегрева пара. Результаты работы показали достаточно высокую надежность пароперегревательных каналов реактора. Кроме того, установлено, что условия радиационной безопасности не препятствуют переходу на одноконтурную схему. Такая схема с ядерным перегревом пара осуще-

ствлена на втором блоке этой же электростанции. Давление в реакторе здесь отличается от давления в турбине только на перепад давления в паропроводе.

Опыт работы второго блока Белоярской АЭС с ядерным перегревом пара в технологических каналах реактора был также положительный. Несмотря на это, АЭС этого типа с ядерным перегревом пара дальнейшего развития в СССР не получили из-за необходимости (для повышения жаропрочности) изготовления пароперегревательных каналов и оболочек твэлов из аустенитной нержавеющей стали, имеющей повышенное сечение захвата нейтронов. По этой причине, несмотря на более высокую тепловую экономичность по сравнению с АЭС с реакторами ВВЭР на насыщенном паре, общая экономичность этих установок оказалась ниже. Тем не менее опыт работы Белоярской АЭС позволил перейти к проектированию и созданию в настоя-

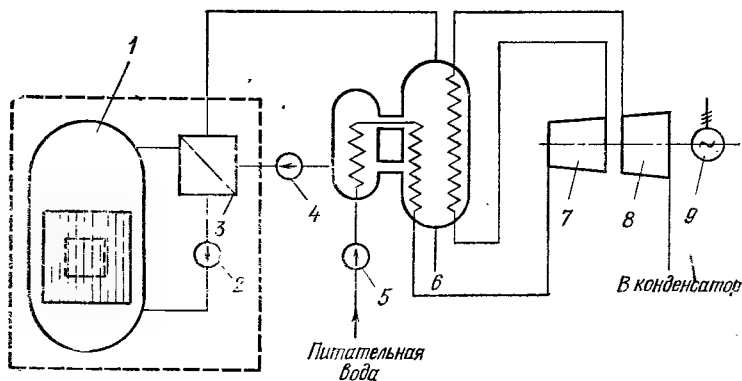


Рис. 6.9. Принципиальная схема трехконтурного блока АЭС с реактором на быстрых нейтронах БН-600 (блок № 3 Белоярской АЭС).

1 — реакторная установка интегральной компоновки (штриховой линией указаны контуры стального корпуса, в котором размещено оборудование первого контура); 2 — натриевый насос первого контура; 3 — промежуточный теплообменник; 4 — натриевый насос второго (промежуточного) контура; 5 — питательный насос третьего контура; 6 — парогенератор и промпароперегреватель; 7 — ЦВД турбины; 8 — ЦСД и ЦНД турбины; 9 — электрический генератор. Тепловая схема третьего (пароводяного) контура блока является типовой для серийных турбин типа К-200-130 и на рисунке не показана.

щее время нового типа канального реактора РБМБКИ-2400 с ядерным перегревом пара для работы в блоке с двумя турбинами по 1200 МВт. Оболочки твэлов для нового реактора будут изготовлены из циркония и нержавеющей стали.

АЭС с реактором БН-350 на быстрых нейтронах, работающая по трехконтурной схеме с жидким натрием в первом и во втором контурах, сооружена в г. Шевченко. Эта установка проектировалась для опреснения морской воды наряду с выработкой электроэнергии. В связи с этим на электростанции установлены три турбины с противодавлением мощностью по 50 МВт, пар после которых при давлении 0,6 МПа направляется к опреснителям. Температура расплавленного натрия в первом контуре до реактора равна 300°C, после реактора 500°C. Температура натрия во втором контуре до теплообменника 273°C, после него 453°C. В испарителях и пароперегревателе третьего контура генерируется перегретый пар давлением 4,5 МПа с температурой 435°C, который поступает к турбинам. Оборудование первого контура реактора на быстрых нейтронах можно размещать раздельно или интегрально — внутри специального корпуса, локализирующего возможную утечку радиоактивного натрия. В реакторе БН-350 использована раздельная компоновка первого контура.

Вторая установка с реактором на быстрых нейтронах типа БН-600 и с тремя серийными паровыми турбинами К-200-130 с начальными параметрами пара 13 МПа и

500°C и с промперегревом пара до 500°C сооружена на Белоярской АЭС (блок № 3). Ее принципиальная схема (третий — пароводяной контур показан не полностью) изображена на рис. 6.9. Температура натрия в первом контуре на входе в реактор равна 380°C, а на выходе 550°C. Температура натрия во втором контуре до промежуточного теплообменника составляет 320°C, а после него 520°C. Давление натрия в первом контуре равно 0,1—0,3 МПа, во втором 0,4 МПа. Давление натрия поддерживается закачкой в контур инертного газа: на АЭС в г. Шевченко — аргона, на Белоярской АЭС — гелия.

Применение трехконтурной схемы с более высоким давлением натрия во втором контуре объясняется соображениями радиационной безопасности: нельзя допускать контакта радиоактивного натрия первого контура с водой при возможной неплотности из-за бурной реакции между ними. Давление нерадиоактивного натрия второго контура выше, чем первого, поэтому в случае появления неплотности радиоактивный натрий первого контура не может попасть во второй контур.

Для реактора БН-600 принята интегральная компоновка первого контура внутри специального стального корпуса, имеющего диаметр 12,8 и высоту 12,6 м.

ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС И ВОПРОСЫ ЕГО МАНЕВРЕННОСТИ

7.1. Питательные насосы

Питательные насосы относятся к числу наиболее ответственных вспомогательных машин ТЭС, их рассчитывают на расход питательной воды при максимальной нагрузке ТЭС с запасом не менее 5%. На блоках с давлением не менее 5 МПа мощностью до 210 МВт применяются питательные электронасосы (рис. 7.1,а), устанавливая один рабочий и один резервный (в запасе на складе) с производительностью каждого, равной 100% полного расхода воды, или два по 50% без резерва. На конденсационных блоках мощностью 300 МВт и теплофикационных мощностью 250 МВт с давлением пара 24 МПа устанавливают по одному рабочему питательному насосу производительностью, равной требуемому расходу воды, с приводом от па-

ровой турбины с противодавлением и один пускорезервный электронасос с гидромуфтой на 50% полного расхода питательной воды.

Для более крупных блоков (500, 800 и 1200 МВт) в целях разгрузки выхлопных частей главных турбин устанавливают питательные насосы с приводом от конденсационных паровых турбин по два на 50% полного расхода с резервированием подвода пара к приводной турбине. Бустерные насосы на старых блоках имеют самостоятельный электропривод на пониженных частотах вращения (рис. 7.1,б), для всех новых блоков насосы имеют общий привод с главным питательным насосом через понижающий редуктор (рис. 7.1,в). Насосы устанавливаются перед главными питательными насосами, имеют напор 1,5—2 МПа и предназначены для предохранения

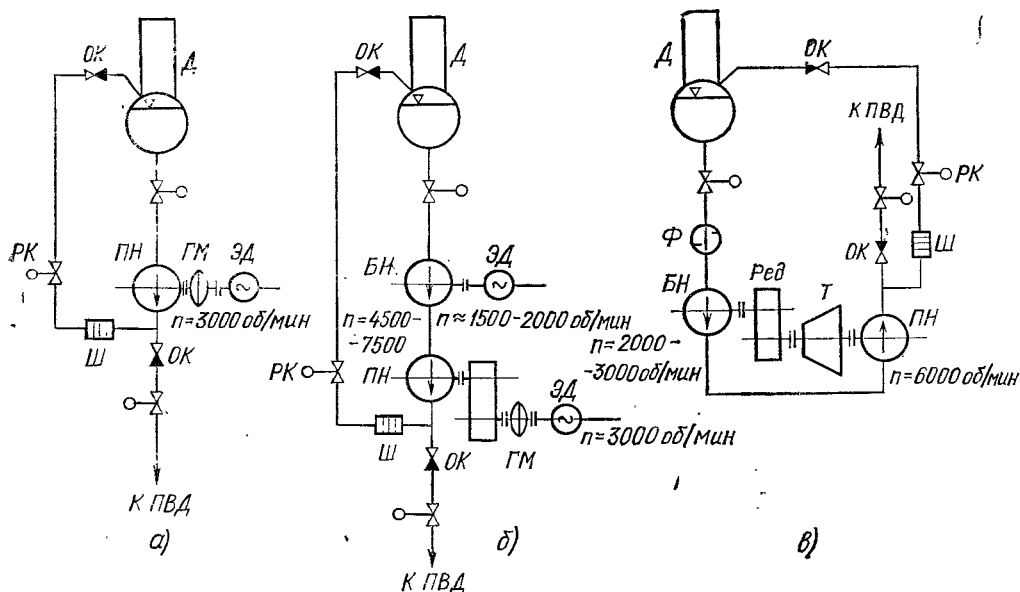


Рис. 7.1. Типы привода питательных насосов.

а — непосредственный электропривод питательного насоса при давлении питательной воды 18—20 МПа; б — электропривод пускорезервного питательного насоса на давление 33 МПа через повышающий редуктор при самостоятельном электроприводе бустерного насоса; в — непосредственный паротурбинный привод главного питательного насоса и через понижающий редуктор бустерного насоса; Д — деаэрактор; ПН — питательный насос; БН — бустерный насос; Т — приводная турбина; ЭД — электродвигатель; ГМ — гидромуфта; Ред — редуктор; ОК — обратный клапан; Ш — ограничительные шайбы; РК — разгрузочный клапан; Ф — фильтр.

главных питательных насосов от кавитации.

Компоновка питательного агрегата (рис. 7.1,а) предусматривает установку турбины в его центральной части. Со стороны выхлопного патрубка ротор турбины зубчатой муфтой соединяется непосредственно с ротором питательного насоса (примерно 6300 об/мин). Со стороны паровпуска к приводной турбине примыкает редуктор, передающий вращение (примерно 2530 об/мин) на бустерный насос.

На КЭС неблочной структуры, входящих в энергосистему, общую производительность питательных насосов принимают такой, чтобы при остановке наиболее крупного из них остальные обеспечивали подачу воды на все установленные котлы при их номинальной производительности.

На неблочной ТЭЦ в энергосистеме при остановке одного из питательных насосов остальные должны обеспечить работу электростанции без снижения тепловой нагрузки. При этом допускается снижение электрической нагрузки на мощность одного турбоагрегата.

Переход на турбопривод питательных насосов с повышением мощности блоков и начального давления пара связан с рядом причин. При выборе типа привода питательных насосов до перехода к сверхкритическому начальному давлению пара и при мощности конденсационных блоков менее 300 МВт и теплофикационных ниже 250 МВт отдавали предпочтение электроприводу с регулированием производительности

на старых установках дроселированием, на более новых мощностью 160 и 210 МВт — гидромуфтой. Это оправдывалось при небольшой мощности насоса, когда КПД электропривода больше, чем паротурбинного.

С ростом параметров пара повышается относительная и абсолютная мощность питательных насосов (рис. 7.2), и их экономичность заметно отражается на экономичности всей турбоустановки. При этом КПД приводных турбин становится выше, чем электродвигателей, и турбопривод питательных насосов становится предпочтительным. Применение электропривода ограничивается трудностями конструирования асинхронных электродвигателей большой мощности, имеющих верхний предел единичной мощности около 6—8 МВт. Выше этой границы пришлось бы переходить к синхронным электродвигателям, менее удобным при пусках и в эксплуатации, или применять несколько параллельно включенных электропитательных насосов, что усложняет и удорожает установку.

С повышением давления в котлах приходится увеличивать частоту вращения ротора насоса до 6000—8000 об/мин во избежание чрезмерного увеличения числа ступеней и длины вала. При электроприводе приходится применять повышающий редуктор, что связано с дополнительной потерей энергии. Турбопривод не имеет ограничений по частоте вращения. В связи с переходом СССР к широкому строительству крупных блоков применение турбопривода для питательных насосов расширяется. КПД нетто установок с блоками К-300-240 благодаря использованию трубопровода питательных насосов повышается на 0,4—1% по сравнению с электроприводом.

Выбор типа привода питательного насоса является технико-экономической задачей. В реальных условиях ТЭС главный генератор блока

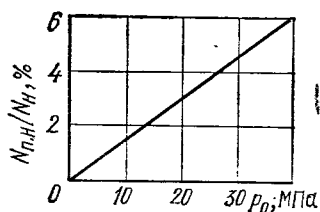


Рис. 7.2. Изменение относительной мощности питательного насоса с ростом начального давления пара в цикле КЭС.

независимо от типа привода питательного насоса большую часть времени работает с номинальной мощностью, поэтому переход к турбоприводу связан с увеличением расхода свежего пара и годового расхода топлива. Но при этом увеличивается полезный отпуск электроэнергии на величину, равную мощности электропривода насоса. Таким образом, выгода от применения турбопривода питательного насоса заключается в увеличении отпуска энергии, что равнозначно увеличению установленной мощности электростанции. Это означает, что сравнительные технико-экономические показатели привода того или другого типа зависят от стоимости 1 кВт установленной дополнительной мощности на данной электростанции и от стоимости топлива с учетом его доставки. Сопоставление по расчетным затратам показывает, что турбопривод оправдывается в широком диапазоне стоимости топлива при мощности блоков выше 160 МВт.

Для регулирования производительности питательных насосов применяют методы дросселирования потока и изменения частоты вращения. Преимущество регулирования подачи насоса частотой вращения иллюстрируется рис. 7.3: регулирование не сопряжено с энергетическими потерями на дросселирование рабочей среды. Для плавного регулирования частоты вращения насоса с электроприводом в качестве регулирующего органа применяется гидромuftа, в результате уменьшается потребляемая двигателем мощность при снижении нагрузки по сравнению с мощностью привода на постоянной частоте вращения, облегчаются условия пуска электродвигателя питательного насоса, улучшаются условия работы насоса, трубопроводов и регулирующей питательной арматуры.

Сопоставление различных способов регулирования подачи питательных насосов по расходу энергии ил-

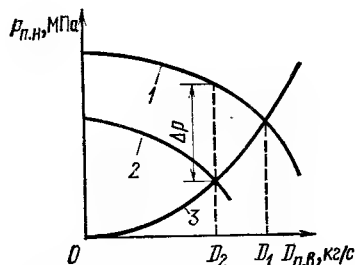


Рис. 7.3. Характеристика перепад давления — подача центробежного насоса и регулирование расхода путем изменения частоты вращения и дросселированием.

1 и 2 — напоры, создаваемые насосом при частоте вращения n_1 и n_2 соответственно ($n_1 > n_2$); 3 — характеристика сети (зависимость гидравлического сопротивления от расхода воды); Δp — потеря давления в клапане при дроссельном регулировании производительности.

люстрируется рис. 7.4. Наименее экономично дроссельное регулирование питательным клапаном. Наиболее экономично регулирование плавным изменением частоты вращения при паротурбинном приводе питательного насоса. Регулирование изменением частоты вращения с помощью гидромuftы занимает промежуточное положение, однако в номинальном режиме при прочих равных условиях на привод насоса с гидромuftой вследствие потерь, связанных с ее начальным скольжением, потребуется несколько большая мощность, чем при дроссель-

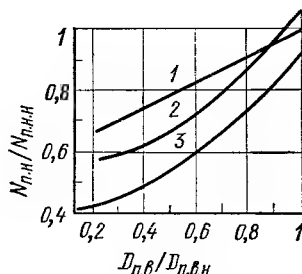


Рис. 7.4. Зависимость расхода энергии на привод от подачи питательных насосов.

1 — при регулировании подачи насоса питательным клапаном; 2 — электродвигатель с постоянной частотой вращения и регулированием подачи изменением частоты вращения насоса при помощи гидромuftы; 3 — то же при приводе насоса от паровой турбины с переменной частотой вращения; $N_{n.p.}/N_{n.p.n}$ — относительная мощность на валу насоса; $D_{n.p.}/D_{n.p.n}$ — относительная подача насоса.

ном регулировании питательным клапаном.

Мощность, кВт, потребляемая электродвигателем насосного агрегата при наличии гидромукты и редуктора, определяется по формуле

$$N_{\text{н}} = \frac{10^3 D_{\text{п.в}} v p_{\text{п.н}}}{\eta_{\text{эд}} \eta_{\text{г.м}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{н}}}, \quad (7.1)$$

где $\eta_{\text{эд}}$, $\eta_{\text{г.м}}$, $\eta_{\text{ред}}$ и $\eta_{\text{н}}$ — КПД соответственно электродвигателя (95,5—97%); гидромукты, редуктора (98,4%) и собственно насоса (80—85%); $D_{\text{п.в}}$ — расход питательной воды, кг/с; v — удельный объем воды, м³/кг; $p_{\text{п.н}}$ — давление питательного насоса, МПа:

$$p_{\text{п.н}} = p_{\text{к.м}} - p_{\text{д}} + h \rho g \cdot 10^{-6} + p_{\text{с}}. \quad (7.2)$$

Здесь $p_{\text{к.м}}$ — максимальное давление в котле, при котором открываются предохранительные клапаны, МПа; $p_{\text{д}}$ — давление в деаэраторе, МПа; h — разность уровней воды в барабане котла и в баке деаэратора, м (для прямоточного котла вместо барабана следует взять отметку наиболее высокой точки контура испарительной части котла); ρ — плотность воды, кг/м³; $g=9,81$ м/с²; $p_{\text{с}}$ — суммарное гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательного трактов, МПа.

Для нормальной бескавитационной работы питательного и бустерного насосов большое значение имеет высота уровня воды в деаэраторном баке относительно оси насоса. При деаэраторах повышенного давления уровень должен составлять 22—25 м, при деаэраторах атмосферного типа допускается подпор на всасе насосов 10 м. Для параллельной работы насосов большое значение имеет вид напорной характеристики. Параллельная работа насосов, обладающих неустойчивой формой напорной характеристики с восходящим участком в зоне малых подач, не всегда возможна, так как при определенных условиях сопровожда-

ется резкими колебаниями производительности и гидравлическими ударами.

Питательные и бустерные насосы к энергоблокам мощностью от 250 до 1200 МВт изготавливают заводы «Экономайзер», Сумской насосный завод и ЛМЗ.

На рис. 7.5 дан продольный разрез питательного насоса СВПТ-350-1350 ЛМЗ, предназначенного для подачи питательной воды к котлам энергоблоков мощностью 800 МВт. На блок с приводом от конденсационных паровых турбин ОК-18ПУ-800 ЛМЗ устанавливаются два таких насоса. Турбины имеют по одному нерегулируемому отбору пара, используемому для деаэрационной приставки конденсатора. Каждый насос рассчитан на половинную производительность котла. Питательный насос выполнен двухкорпусным. Внешний корпус 5 состоит из ковано-сварного цилиндра с приваренными к нему снизу всасывающим и напорным патрубками и лапами. Внутренний корпус 6, разъемный в горизонтальной плоскости, выполнен ковано-сварным. В корпус закладываются литые фрезерованные направляющие аппараты. Цилиндр со стороны нагнетания закрыт кованой крышкой 8, присоединяемой с помощью круглого фланца. Все рабочие колеса имеют одинаковые размеры проточной части и насаживаются втулками на вал. За первой ступенью насоса предусмотрен отбор воды на впрыски для регулирования температуры промпрегрева пара. К концевым уплотнениям щелевого типа подводится холодный конденсат под давлением 2 МПа. Отвод утечки воды из уплотнений производится в деаэратор, в конденсатор, в атмосферный бак и в сливную систему.

Во время работы насоса из-за разности давлений воды по обе стороны рабочих колес возникает осевое усилие, направленное в сторону всасывания. Для восприятия этого усилия предусмотрена гидравличе-

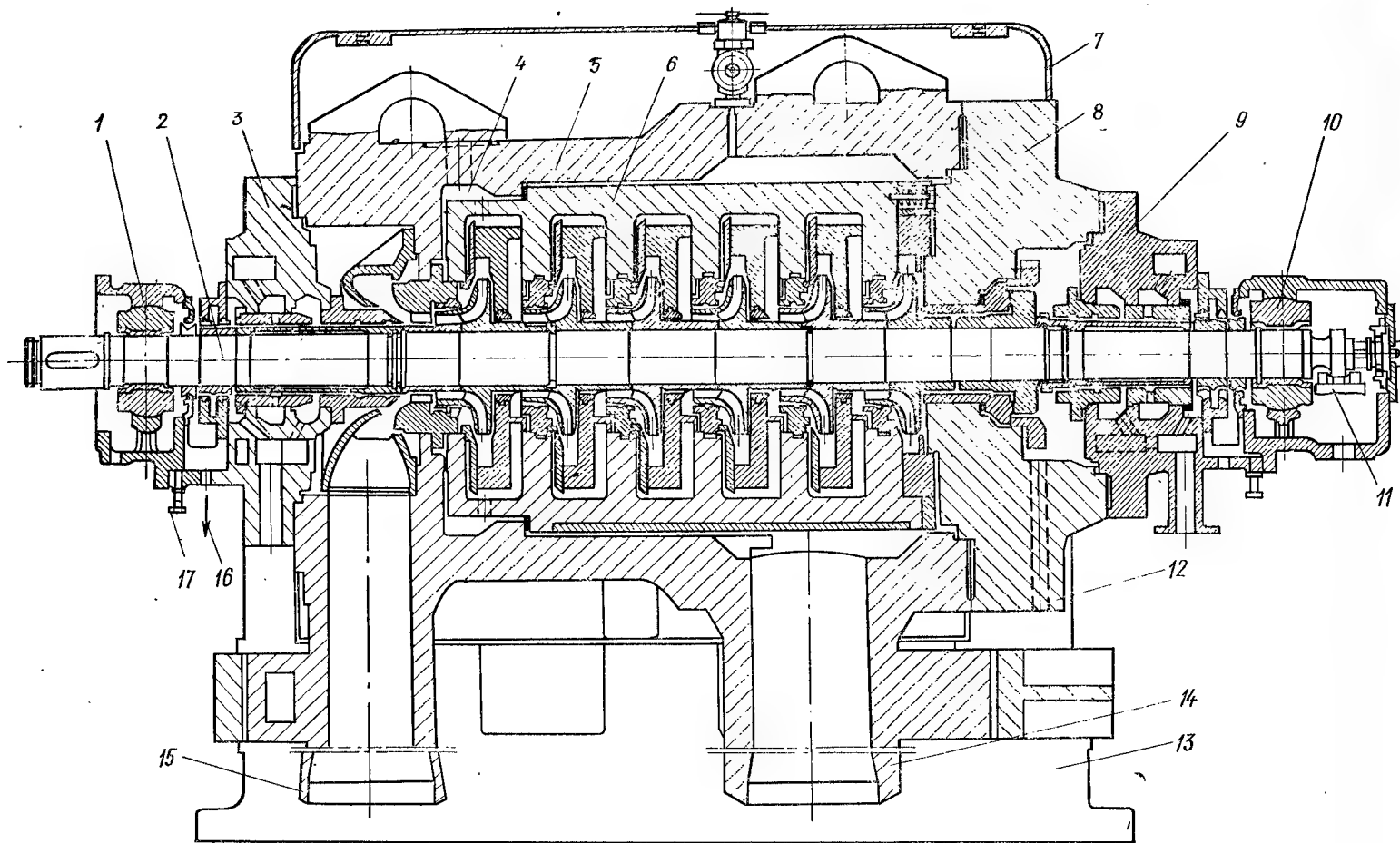


Рис. 7.5. Продольный разрез питательного насоса СВПТ-350-1350.

1 — передний подшипник; 2 — ротор; 3 — корпус переднего уплотнения; 4 — камера отбора; 5 — внешний корпус; 6 — внутренний корпус; 7 — обшивка; 8 — крышка цилиндра; 9 — корпус заднего уплотнения; 10 — задний подшипник; 11 — датчик осевого сдвига; 12 — отверстия для переноса жидкости из камеры разгрузки на всасывание насоса; 13 — рама; 14 — напорный патрубок; 15 — всасывающий патрубок; 16 — протечки в дренаж; 17 — регулирующий болт.

ская система, состоящая из разгрузочного диска, закрепленного на валу с нагнетательной стороны насоса, и разгрузочной камеры, соединенной трубой со всасывающей стороной насоса. Разность давлений воды на разгрузочный диск уравнивает осевое усилие в насосе.

Обратные клапаны на напорных трубопроводах питательных насосов снабжены сбросными (разгрузочными) устройствами (см. рис. 7.1), обеспечивающими проток питательной воды через насос с расходом 10—15% от номинального со сбросом в деаэратор. Сбросные устройства предназначены для предупреждения запаривания насоса при пуске и при работе на холостом ходу. Открытие сбросного клапана при пуске насоса осуществляется автоматически путем его блокировки с пусковой аппаратурой привода насоса.

Насос, изображенный на рис. 7.5, имеет производительность 1500 м³/ч при давлении на всасе около 2 МПа и на нагнетании 34,3 МПа, рассчитан на перекачку воды при температуре до 165°C, имеет частоту вращения 5500 об/мин и мощность 16,2 МВт. Насос имеет 6 ступеней, его КПД составляет 83%.

Для питательных агрегатов поставляются два типа гидромuft: жиклерные и черпательные. Жиклерные гидромuftы проще по конструкции, но хуже по динамическим характеристикам. Для питательных насосов, где частота вращения ротора насоса составляет 2900 об/мин, гидромuftа устанавливается между электродвигателем и насосом (см. рис. 7.1,а), а для питательных насосов с частотой вращения более 3000 об/мин — между электродвигателем и повышающим редуктором.

Бустерные насосы, изготавливаемые заводом «Экономайзер», для общего привода с питательными насосами имеют одно рабочее колесо с двусторонним полуспиральным подводом воды и обеспечивают бес-

кавитационную работу питательных насосов.

Турбоприводы к насосам изготавливают Калужский турбинный завод (КТЗ) и завод «Экономайзер».

Приводная турбина ОР-12П КТЗ к питательным насосам блоков мощностью 300 МВт рассчитана на номинальное давление пара перед стопорным клапаном $p_0=1,37$ МПа и температуру $t_0=450^\circ\text{C}$ и на противодавление $p_2=0,12$ МПа. Номинальная мощность турбины 12,5 МВт, а частота вращения ротора 6000 об/мин. Диапазон изменения частоты вращения находится в пределах 4720—6000 об/мин. Турбина представляет собой одноцилиндровый агрегат активного типа с семью ступенями давления.

Паровые турбины конденсационного типа ОК-18ПУ-500 и ОК-18ПУ-800 КТЗ предназначены для привода питательного и бустерного насосов энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Они рассчитаны для работы с переменной частотой вращения ротора в широком диапазоне при переменных начальных и конечных параметрах пара, поступающего из промежуточного нерегулируемого отбора главной турбины. Номинальная мощность турбин равна соответственно 10,3 и 15,55 МВт, давление пара перед стопорным клапаном 0,84 и 1,42 МПа, номинальная температура пара 378 и 443°C. Турбины имеют восемь активных ступеней давления. Конденсаторы турбин регенеративные, двухходовые, с площадью поверхности охлаждения 1200 м², с расходом охлаждающей воды 3400 м³/ч, с давлением $p_k=0,006$ МПа, имеют в конденсатосборниках деаэрационные приставки пленочного типа с омгаобразными элементами из нержавеющей стали, питаемые паром из отбора приводных турбин.

7.2. Выбор вспомогательного оборудования

Задача выбора вспомогательного оборудования — определение типов, размеров, количества, параметров и производительности оборудования. Кроме того, определяются мощность приводных двигателей и расход электроэнергии на собственные нужды электростанции. Выбирается также способ регулирования производительности агрегатов собственных нужд.

Вспомогательное оборудование турбинного отделения включает в

себя насосы различного назначения, теплообменные аппараты, оборудование термической обработки воды, емкости для хранения запасов жидкостей и устройства для преобразования параметров пара. Вспомогательное оборудование котельного отделения состоит из тягодутьевых машин для транспорта воздуха и продуктов сгорания, из устройств для внутрицехового транспорта, приготовления и хранения топлива, из устройств для очистки продуктов сгорания от летучей золы и для удаления золы и шлаков из дымовых труб.

Оборудование выбирается по условиям его максимальной эксплуатационной загрузки. Общая тенденция при выборе — применение наиболее крупного оборудования, обеспечивающего использование однокотельных схем, что способствует экономии капиталовложений и снижению эксплуатационных расходов. Лимитирующими факторами здесь являются лишь отсутствие оборудования и возможности заводского его изготовления и транспортировки. Установка резервного оборудования предусматривается в наиболее ответственных случаях, когда его отсутствие может снизить отпуск с электростанции электрической и тепловой энергии.

Резерв предусматривается для конденсатных насосов турбин и сетевых подогревателей, для сетевых и подпиточных насосов, для питательных насосов испарителей и паропреобразователей. В котельном отделении и во вспомогательных хозяйствах электростанции, обслуживающих котельную установку, резерв предусматривается для мазутных насосов, в системе подачи на электростанцию твердого топлива, в системе гидравлического золо- и шлакоудаления.

При выборе оборудования различают общестанционное и оборудование, устанавливаемое индивидуально у каждого турбоагрегата и котла. К общестанционному оборудованию

относятся насосы и деаэраторы добавочной и подпиточной воды, топливное хозяйство для твердого, жидкого и газового топлива, оборудование для золо- и шлакоудаления, для очистки сточных вод. Циркуляционные насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин могут выбираться и устанавливаться как индивидуально у каждого турбоагрегата, так и централизованно для всей станции.

Насосы выбирают в минимальном по возможности числе. Если предусматривается резерв, тогда могут быть установлены два насоса со 100%-ной производительностью (один резервный) или три насоса с 50%-ной производительностью (один резервный). Если приходится устанавливать большее количество насосов данного назначения, — резервный насос должен иметь производительность не менее, чем у самого крупного из рабочих насосов, а рабочие насосы должны обеспечивать потребность при полной нагрузке установки.

Мощность привода насоса вычисляется по формулам, аналогичным формуле (5.2). При определении необходимого напора насоса можно руководствоваться формулой вида (7.2), где учитывается давление в аппарате (сосуде), в который подается среда, давление в аппарате или сосуде, из которого среда откачивается, гидравлическое сопротивление тракта и дополнительный напор, обусловленный разностью геодезических отметок конца и начала тракта и плотностью среды.

Регенеративные подогреватели поставляются комплектно с турбинами, причем резервные подогреватели не предусматриваются. Подогреватели выбирают по пропуску основного конденсата или питательной воды. При большом расходе нагреваемой воды устанавливают две или три параллельные нитки подогревателей. Производительность деаэраторов выбирают по максимальному расходу воды без резерва. Объем

баков деаэрированной воды рассчитывают на пятиминутный запас на ТЭС с блочной структурой и на десятиминутный — на неблочной ТЭС при работе с максимальной нагрузкой.

Сетевые подогреватели ТЭЦ устанавливают индивидуально у турбин. В течение большей части отопительного сезона в качестве их резерва служат пиковые водогрейные котлы. Летом тепловая нагрузка невелика (только горячее водоснабжение) и большая часть сетевых подогревателей находится в резерве. Тогда же производится их ремонт.

Производительность циркуляционных насосов выбирается по летнему режиму работы, когда температура охлаждающей воды высокая и требуется наибольшее ее количество. К циркуляционным насосам резерв не предусматривается, поскольку в зимнее время, при низкой температуре воды, расход ее существенно снижается и часть насосов фактически является резервом.

При наличии блочной обессоливающей установки приходится устанавливать конденсатные насосы в две ступени: после конденсатора турбины с небольшим напором и после БОУ с напором, необходимым для подачи конденсата через ПНД в деаэратор. При выполнении части ПНД контактными после них может потребоваться дополнительный перекачивающий насос. Между смешивающими подогревателями перекачивающий насос не требуется, если подогреватель более низкого давления устанавливается выше следующего за ним подогревателя более высокого давления, чем обеспечивается переток воды из одного подогревателя в последующий.

При выборе котельно-вспомогательного оборудования для электростанций на твердом топливе прежде всего решается вопрос о способе пылеприготовления.

Для размола топлив служат тихоходные шаровые барабанные,

среднеходные валковые и быстроходные молотковые мельницы, а также мельницы-вентиляторы.

Шаровые барабанные мельницы применяются для твердых топлив и топлив с малым выходом летучих ($V_f \leq 25\%$), требующих тонкого помола во избежание большого механического недожога. К таким топливам относятся АШ, тощий уголь и некоторые другие угли. Среднеходные мельницы пока не получили широкого распространения из-за сложной конструкции, но их применение для размола каменных углей перспективно, в частности при жидком шлакоудалении и прямом вдувании пыли.

На ТЭС получили распространение молотковые мельницы с центробежными и инерционными сепараторами, работающие под избыточным давлением. Крупные молотковые мельницы используются для блоков мощностью 300 и 500 МВт на экибастузском и назаровском углях. Молотковые мельницы выдают пыль более грубого помола, чем шаровые барабанные, но характеризуются меньшим удельным расходом энергии на размол. Эти мельницы применяются для топлив с повышенным выходом летучих, которые хорошо выгорают и не дают большого механического недожога даже при относительно грубом помоле. Молотковые мельницы, например, применяются для бурых углей, фрезерного торфа, горючих сланцев и для каменных углей с выходом летучих более 25%. Молотковые мельницы независимо от содержания летучих неприменимы для твердых трудноразмалываемых каменных углей.

Мельницы-вентиляторы для размола мягких топлив (бурые угли, торф) освоены производительностью до 40 т/ч и разработаны на производительность до 60 т/ч по лигниту. Мелющие вентиляторы предполагается применить для размола бурых углей Канско-Ачинского бассейна.

Системы пылеприготовления подразделяются на централизованные (центральные пылезаводы ЦПЗ) и индивидуальные. В централизованных системах сушка и приготовление пыли ведутся независимо от котла. В индивидуальных системах приготовление пыли производится непосредственно у котла. Индивидуальные системы пылеприготовления подразделяются на системы с промежуточным бункером пыли и с прямым вдуванием.

Системы пылеприготовления подразделяются на замкнутые, где сушильный агент — горячий воздух (иногда с примесью инертных топочных газов) возвращается в топку котла, и разомкнутые со сбросом влажного сушильного агента после сушильно-мельничной системы в атмосферу. Разомкнутые системы применяются для влажных топлив.

На ЦПЗ возможно применение паровых сушилок и разомкнутой схемы сушки топлива. Благодаря использованию пара из отборов турбин паровая сушка выгоднее газозвоздушной. При сооружении ЦПЗ упрощаются котельная установка и главное здание электростанции. Однако при этом требуются значительные затраты на ЦПЗ со сложной схемой и дорогим оборудованием. В настоящее время ЦПЗ на ТЭС не сооружают.

Индивидуальная схема пылеприготовления с промбункером пыли получила широкое распространение главным образом в сочетании с шаровыми тихоходными барабанными мельницами. Благодаря промежуточному бункеру пыли обеспечивается достаточная мобильность работы котла, регулирование нагрузки которого производится пылепитателями. Промежуточный бункер с запасом готовой пыли обусловливает экономичный режим пылеприготовления и полную загрузку шаровых мельниц независимо от нагрузки котла, что имеет большое значение ввиду значительного расхода энер-

гии на холостой ход шаровых барабанных мельниц.

Системы пылеприготовления с прямым вдуванием пыли в топку проще и применяются главным образом в сочетании с быстроходными молотковыми мельницами, работающими под наддувом. Оборудование молотковых мельниц инерционными и центробежными сепараторами позволило снизить габариты и улучшить их вентиляцию и компоновку. Давление в пылесистеме создается основным дутьевым вентилятором или вентилятором горячего дутья. Тонкость помола регулируется шиберами или створками сепаратора.

Сушка топлива в мельнице при его приведенной влажности менее 3% осуществляется горячим воздухом с температурой около 250°C; при большей влажности температуру воздуха повышают до 350—400°C. Если топливо влажное и имеет выход летучих более 30%, для сушки из-за взрывоопасности используется смесь воздуха с инертными дымовыми газами с температурой 500—650°C.

Мельницы для новых крупных блоков выбирают обычно наибольшей имеющейся производительности (50—70 т/ч). На котлы производительностью 420 т/ч и более устанавливают две-три шаровые барабанные мельницы общей производительностью, обеспечивающей 110% номинального расхода топлива котлом, или четыре — восемь (не менее трех) молотковых мельниц; при выходе одной из них оставшиеся должны обеспечить не менее 90% расхода.

К числу важнейших вспомогательных агрегатов котельных установок относятся различные машины для перекачки воздуха и продуктов сгорания. Подачу воздуха через воздухоподогреватель в топку осуществляют дутьевые вентиляторы, а отсос дымовых газов через дымовую трубу в атмосферу — дымососы. Для котлов с наддувом на газомазутном

топливе вместо дутьевых вентиляторов применяются воздуходувные машины, а дымососы в этом случае не требуются.

Для регулирования температуры промперегрева пара в настоящее время применяется метод рециркуляции дымовых газов в топку котла, для чего устанавливают дымососы газовой рециркуляции.

Для прокачки сушильного агента (горячего воздуха или смеси воздуха с продуктами сгорания) через сушильно-мельничную систему служат мельничные вентиляторы. Для транспортировки пыли тощих углей из промежуточного бункера в топку (с первичным воздухом) применяются вентиляторы горячего дутья.

Крупные котлы оснащают двумя дымососами и двумя дутьевыми вентиляторами. Отсос дымовых газов параллельно работающими дымососами и подача воздуха двумя дутьевыми вентиляторами должны обеспечивать полную производительность котла с запасом 10%. Один дымосос и один дутьевой вентилятор должны обеспечивать не менее половинной нагрузки котла, а при использовании тощего угля или АШ — не менее 70% номинальной нагрузки. Напор дымососов и дутьевых вентиляторов выбирают с запасом 15%: напор дымососов составляет обычно 3—5 кПа, дутьевых вентиляторов 4—7 кПа, воздуходувок 10—13 кПа. Мощность N , кВт, потребляемая тягодутьевой машиной, определяется объемным расходом среды V , м³/ч, напором, создаваемым машиной H , кПа, КПД машины (в долях единицы):

$$N = VH / (3600\eta). \quad (7.3)$$

Дымососы и дутьевые вентиляторы имеют привод от электродвигателя, воздуходувки — от электродвигателя или турбины.

По конструкции тягодутьевые машины подразделяются на радиальные и осевые. Радиальные машины по числу всасывающих

отверстий подразделяются на машины одностороннего и двустороннего всасывания, по расположению подшипников — на двухопорные и консольные, по форме профиля рабочих лопаток — на вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед и загнутыми назад.

Максимальный КПД современных радиальных дымососов и вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, составляет 68—70%. Вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, имеют, как правило, значительно более высокий КПД, достигающий в оптимальном режиме 85—87%. Это объясняется почти полным отсутствием поворота потока перекачиваемой среды в лопаточном канале вентилятора с лопатками, загнутыми назад, в противоположность вентиляторам с лопатками, загнутыми вперед, где вследствие этого имеют место значительные аэродинамические потери.

Радиальные машины имеют конструктивно-аэродинамические ограничения по производительности, поэтому дымососы для котлов блоков мощностью 250/300 МВт и выше выполняются осевого типа. Современные крупные осевые дымососы имеют высокий КПД (до 90—91%). Недостатками осевых машин являются высокий уровень шума, удорожание конструкции и повышенный износ ввиду необходимости применения высоких окружных скоростей. Большая доля динамического напора в общем развиваемом напоре и превращение этого напора в статический требуют установки на нагнетательной стороне осевых дымососов длинных диффузоров, что связано со значительными потерями. Характеристика почти всех осевых машин обрывается при низких расходах, что делает невозможной их работу на некоторых нагрузках. Эффективность работы осевых машин зависит от радиального зазора между рабочими лопатками и кожухом: увеличение зазора приводит к снижению развиваемого напора и

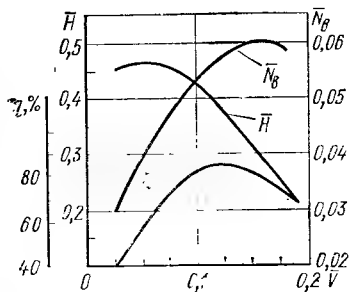


Рис. 7.6. Аэродинамические характеристики вентилятора с $\bar{D}=0,7$ и $\beta'_2=160^\circ$ в безразмерных координатах.

$\bar{N}_b$ — коэффициент мощности; H — коэффициент давления; $\bar{V}$ — коэффициент расхода; η — КПД вентилятора.

экономичности. Осевые машины при довольно компактных радиальных размерах имеют большую длину в осевом направлении, что усложняет их компоновку.

Число всасывающих отверстий у осевых машин всегда равно одному, а у радиальных может быть одно и два. Все радиальные дымососы имеют двустороннее всасывание: дутьевые вентиляторы блоков мощностью менее 250/300 МВт выполняются с односторонним, а для большей мощности, как правило, с двусторонним всасыванием.

Тягодутьевые машины радиального типа принято характеризовать отношением внутреннего диаметра лопаточного венца к наружному $\bar{D}=D_v/D_n$ и углом наклона выходной кромки лопатки к направлению вектора, обратного окружной скорости β'_2 . Вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, имеют $\beta'_2 < 90^\circ$, а при лопатках, загнутых назад, $\beta'_2 > 90^\circ$. Безразмерные аэродинамические характеристики всех вентиляторов, имеющих одинаковые $\bar{D}$ и β'_2 , одинаковы. На рис. 7.6 приведена такая характеристика для вентилятора, имеющего $\bar{D}=0,7$ и $\beta'_2=160^\circ$. На базе этой характеристики могут быть получены индивидуальные размерные характеристики конкретного вентилятора (рис. 7.7) при заданной частоте вращения и определенной

температуре перекачиваемой среды. Здесь же представлено сопротивление тракта (характеристика сети), которое связано с расходом среды в тракте приблизительно квадратичной зависимостью. Равновесное состояние между создаваемым машинной напором и сопротивлением тракта (точка A_4) устанавливается при расходе V_4 , который является максимальным при работе вентилятора на данный тракт с отключенным дроссельным устройством. При включении дроссельного устройства давление вентилятора, необходимое для преодоления сопротивления тракта и сопротивления дросселя, возрастает, а расход понижается.

На крупных котлах тягодутьевые машины приходится включать параллельно на общий тракт. В этом случае следует применять машины с одинаковыми характеристиками при одинаковых условиях подвода среды и одинаковой частоте вращения. В противном случае может случиться, что две параллельно работающие машины дадут суммарную производительность меньше, чем одна машина, т. е. одна из машин будет иметь отрицательную подачу.

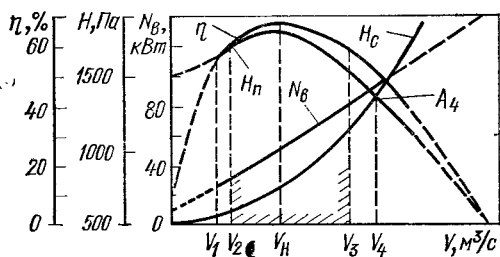


Рис. 7.7. Размерные характеристики вентилятора при постоянном числе оборотов и характеристика сети H_c (зависимость сопротивления тракта от расхода).

V — расход перекачиваемой среды; V_1 — начальная экспериментальная точка характеристики; V_2 — наименьший расход, при котором используется вентилятор; V_n — расход при оптимальном режиме; V_3 — наибольший расход, при котором используется вентилятор; V_4 — конечная экспериментальная точка характеристики; H_n — полное давление, создаваемое вентилятором; η — КПД вентилятора; N_b — расходуемая мощность.

Параллельная работа двух одинаковых машин с одинаковыми характеристиками (рис. 7.8) выгодна лишь в том случае, когда суммарная их производительность в данной сети (кривая 4) получается значительно больше, чем производительность одной машины. Это обеспечивается в том случае, когда при работе одного вентилятора на данную сеть преодолеваемое им сопротивление значительно меньше максимального напора по его характеристике. Если сеть имеет характеристику 3, то параллельная работа не выгодна.

Каждая вентиляторная установка имеет некоторый запас по напору по сравнению с сопротивлением тракта при заданном расходе. Для установления заданного расхода, определяемого нагрузкой котла, служит регулирующее устройство, воздействующее на вентилятор. Все регулирующие производительность устройства можно разбить на четыре вида:

1) устройства, изменяющие характеристику машины (поворотные рабочие лопасти осевых машин);

2) аэродинамические, воздействующие на газовый поток вне вентилятора (дроссельные шиберы, направляющие аппараты на всасывании);

3) скоростные, изменяющие частоту вращения вентилятора (гидромуфты, паротурбинный привод, электромагнитные муфты, асинхрон-

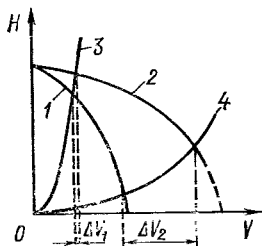


Рис. 7.8. Суммарная характеристика параллельной работы двух однотипных вентиляторов.

1 — характеристика одной машины; 2 — суммарная характеристика двух машин; 3, 4 — характеристики сетей.

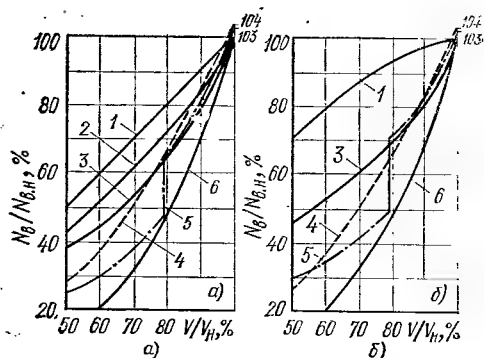


Рис. 7.9. Экспериментальные кривые сброса мощности при регулировании производительности вентиляторов.

а — при $\bar{D}=0.7$ и $\beta'_2=37^\circ$; б — при $\bar{D}=0.7$ и $\beta'_2=160^\circ$. 1 — дроссельное регулирование; 2 — упрощенный направляющий аппарат; 3 — осевой направляющий аппарат; 4 — гидромфты; 5 — двухскоростной электродвигатель с осевым направляющим аппаратом; 6 — идеальное регулирование.

ные электродвигатели с вентильным каскадом);

4) комбинированные (двухскоростные электродвигатели в комбинации с направляющими аппаратами).

Экономичность регулирования обычно характеризуется значением сброса мощности $N_B/N_{в.п.}$. При регулировании частотой вращения и при отсутствии дополнительных потерь (идеальное регулирование частотой вращения) сброс мощности равен кубу отношения производительностей

$$N_B/N_{в.п.} = (V/V_n)^3. \quad (7.4)$$

В действительности изменение частоты вращения связано с потерями в приводном устройстве. На рис. 7.9 показаны экспериментальные кривые сброса мощности при регулировании различными методами двух типов вентиляторов при $\bar{D}=0.7$: с лопатками, загнутыми вперед ($\beta'_2=37^\circ$) и назад ($\beta'_2=160^\circ$).

Из рассмотрения кривых следует, что шиберное регулирование (1) наименее эффективно. Регулирование с помощью направляющих аппаратов (3) для вентиляторов с ло-

Таблица 7.1 Расход электроэнергии на собственные нужды блока КЭС, %

$N_{\text{н}}, \text{МВт}$	$P_0, \text{МПа}$	Газ,	Мазут	Твердое топливо
100	9	—	—	7,6
210	12,7	—	—	7,4—7,9
300	23,5	2,6—3,3	3—3,2	4,2—5,3
500	23,5	—	2,7—3,1	4,5—5,1
800	23,5	2,2—3	1,9—2,4	4,5—4,9
1200	23,5	—	2,1	—

патками, загнутыми назад, менее эффективно, чем при лопатках, загнутых вперед. При вентиляторах с лопатками, загнутыми назад, гидромфута (4) оказывается эффективнее осевого направляющего аппарата (3) при нагрузке менее 85%, а для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед — только при нагрузке менее 75%. Таким образом, при малой глубине регулирования осевые направляющие аппараты предпочтительнее гидромфута.

Комбинированное регулирование с помощью двухскоростного электродвигателя и осевого направляющего аппарата (5) дает преимущества в области малых нагрузок. Однако на номинальном режиме КПД двухскоростного электродвигателя примерно на 3% ниже, чем односкоростного. Гидромфута же на номинальном режиме дает перерасход электроэнергии на 4% по сравнению с односкоростным электродвигателем с осевым направляющим аппаратом.

Применение наддува для газомазутных котлов крупных блоков привело к отказу от дымососов и к уве-

личению необходимого напора и мощности воздухоподъемных машин. Стало экономически оправдываться применение паротурбинного привода таких машин. Соответственно появилась возможность регулирования производительности воздухоподъемным изменением частоты вращения приводных турбин.

Что касается методов регулирования частоты вращения электродвигателей трехфазного тока, в том числе и специальных асинхронных электродвигателей с вентильным каскадом, то все они еще находятся в стадии исследования. Следует учитывать, что КПД таких машин существенно ниже, чем обычных электродвигателей трехфазного тока.

Удельный расход электроэнергии на собственные нужды ТЭС зависит от типа электростанции (КЭС или ТЭЦ), начальных параметров пара, вида топлива и других факторов. В табл. 7.1 приводятся некоторые данные по расходу электроэнергии на собственные нужды КЭС, оснащенных агрегатами различной мощности на различные параметры пара и при различных топливах.

Для ТЭЦ удельный расход электроэнергии рассчитывается отдельно на выработку электроэнергии и на отпускаемое тепло (табл. 7.2).

Доля, %, отдельных агрегатов в собственном расходе электроэнергии колеблется для некоторых ТЭС в широких пределах:

Питательные насосы	10—40
Тяга и дутье	20—35
Циркуляционные насосы	0—20
Теплофикационные насосы	0—35
Пылеприготовление	0—20

Таблица 7.2. Расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ

Типы и количество установленных на электростанции турбоагрегатов	$P_0, \text{МПа}$	Природный газ		Кузнецкий уголь	
		На выработку электроэнергии, %	На отпуск тепла, кВт·ч / Гкал	На выработку электроэнергии, %	На отпуск тепла, кВт·ч / Гкал
2×ПТ-80-130+2×Т-110, 120-130	12,7	3,5	10,6(3,5%)	—	—
2×ПТ-50-130+2×Р-50-130+ +ПТ-135/165×130	12,7	—	—	5,2	31,7(2,7%)

7.3. Маневренные характеристики котлов и турбин

В связи с разуплотнением графиков нагрузки энергосистем одной из важнейших проблем современной энергетики является выбор наиболее экономичных и надежных способов покрытия переменной части графиков электрической нагрузки. Соответственно возрастают требования к маневренности мощных паротурбинных блоков.

Под *маневренностью* ТЭС следует понимать способность выполнять переменный суточный график электрической нагрузки. Понятие маневренности является комплексным и включает допустимую скорость нагружения и разгрузки агрегатов; разрешенный (регулируемый) диапазон и технический минимум нагрузок; возможность форсировки мощности; допустимость длительной работы турбин на холостом ходу, в нагрузке собственных нужд блока и в режиме вращающегося резерва; допустимую скорость перехода из этих состояний в режим номинальной нагрузки; продолжительность и условия пуска оборудования из различных тепловых состояний; расход тепла и топлива на пуск.

Скорость нагружения блоков лимитируется как турбиной, так и котлом. Для турбин ограничивающими факторами являются относительный сдвиг роторов, температурные напряжения в толстостенных элементах, характеризующиеся разностями температур между верхом и низом, по длине и по толщине стенки корпуса, разностями температур между фланцами и корпусом, между фланцем и шпильками и по ширине фланцев. Кроме того, ограничивает пуск и нагружение турбины коробление корпусов, вызывающее вибрацию, рост осевого усилия на ротор турбины, передающегося упорному подшипнику, и нагрев выхлопного патрубка турбины при длительной работе на холостом ходу или на малой нагрузке.

Допустимая скорость нагружения котлов зависит от многих ограничивающих факторов. Существенную роль при этом играет тип котла. Для котлов всех типов важным ограничивающим фактором являются температурные напряжения в толстостенных элементах, возникающие при изменениях температурного режима. Для котлов с естественной циркуляцией к таким элементам относятся барабаны, коллекторы пароперегревателей, паросборные камеры, паропроводы и паровая арматура. Для прямоточных котлов к этому добавляются корпуса встроенных сепараторов и перепускные трубы, но у них нет наиболее толстостенного элемента — барабана.

Существенные изменения температурного режима происходят при нагружении вновь пускаемых котлов, особенно при пусках на скользящих параметрах пара. При изменениях нагрузки длительно работающих котлов колебания температурного режима элементов не столь велики.

Из других ограничивающих скорость нагружения факторов для барабанных котлов с естественной циркуляцией наиболее существенным является температурный режим пароперегревателя — и, в частности, максимальный уровень температур металла: вследствие большой аккумулярующей способности барабанного котла рост его паропроизводительности отстает от повышения тепловыделения в топке при нагружении. В результате при фиксированном соотношении между экономайзерно-испарительными и пароперегревательными поверхностями нагрева тепловосприятие пароперегревателя начинает превышать тепловосприятие, необходимое для данного расхода пара, что приводит к росту температуры перегрева пара. Такие факторы, как нарушение циркуляции вследствие вскипания воды в опускных трубах при резких колебаниях нагрузки, повышение уровня

воды в барабанах вследствие «набухания», опасность заброса воды в паропровод, тепловая и гидравлическая разверка по змеевикам водяного экономайзера, допускают значительно большие скорости нагружения и не являются поэтому определяющими.

Скорость нагружения прямооточного котла условиями надежной гидродинамики не ограничивается и при достаточно совершенной системе регулирования температуры пара определяется лишь его динамическими свойствами и инерционностью топочного устройства. Тепловая разверка по змеевикам прямооточных котлов, отставание прогрева промежуточного пароперегревателя и горячих ниток промпрегрева пара являются здесь второстепенными факторами.

Технический минимум нагрузки блока лимитируется котлом, а не турбиной. Основным ограничивающим фактором для котлов на пылевидном топливе является устойчивое горение в топке, определяемое температурой воспламенения топлива, которая зависит от выхода летучих V_f . Допустимый минимум нагрузки без «подсвечивания» мазутом здесь составляет:

Топливо	$V_f, \%$	$D_{\min}/D_n$
АШ	4	0,75
Т	13	0,65
ПЖ	28	0,6
Б	40—45	0,5

Другой, определяющий минимум нагрузки фактор для топок с жидким шлакоудалением — выход жидкого шлака, зависящий от плавкости золы. Для надежного выхода шлака из легки необходимо, чтобы температура в нижней части топки была выше температуры жидкоплавкого состояния золы. Температура в топке понижается со снижением нагрузки и ее допустимый минимум по этому фактору составляет $(0,6—0,7)D_n$. При кратковременных провалах нагрузки иногда допускают накопление шлака в топке в рас-

чете на его расплавление при восстановлении полной нагрузки. Топочный режим не лимитирует минимум нагрузки котла при жидком и при газовом топливе.

Третий фактор — повышение содержания горючих в уносе, приводящее к отложениям в хвостовом газоходе и к опасности самовозгорания этих отложений.

Ранее для котлов барабанного типа учитывался еще один фактор, считавшийся важным — надежность естественной циркуляции котловой воды. Скорость циркуляции зависит от нагрузки, поскольку скорость определяется движущим напором, а последний зависит от разности плотностей воды в опускных трубах и пароводяной эмульсии в подъемных. Плотность пароводяной эмульсии определяется содержанием паровых пузырьков в подъемных трубах, зависящим от нагрузки. Экспериментальные исследования на блоках мощностью 200 МВт показали, что циркуляция в котлах достаточно устойчива до нагрузки 25% номинальной, поэтому действовавшие ранее ограничения разгрузки по устойчивости циркуляции впоследствии сняты и внедрены режимы разгрузки до 25% с переходом при этом на работу на мазуте.

Для прямооточных котлов допустимый минимум нагрузки по условиям гидродинамики пароводяного тракта лимитируется расслоением пароводяной эмульсии при горизонтальной навивке змеевиков и межвитковой пульсацией потока и составляет $0,3D_n$. Другим лимитирующим минимальную нагрузку прямооточных котлов фактором является температурный режим пароперегревателя и радиационной части, выражающийся в снижении температуры перегрева пара. Минимально допустимая нагрузка прямооточного котла по этому условию составляет $0,5—0,7D_n$.

Для повышения маневренности блоков рекомендуется целый ряд мероприятий, которые можно под-

разделить на режимные и конструктивные. По турбинам для повышения маневренности рекомендуются следующие режимные мероприятия:

- применение метода скользящего давления для регулирования нагрузки блоков;

- получение пиковой мощности за счет временного отключения ПВД по пару;

- использование режима блочного пуска на скользящих параметрах пара;

- применение предтопкового прогрева пароперепускных труб;

- подача пара повышенной температуры на концевые уплотнения ЦВД и ЦСД при пусках из горячего состояния;

- перевод турбоагрегата в режим синхронного компенсатора, в моторный режим или в режим горячего вращающегося резерва (на пониженных оборотах) в периоды провалов нагрузки.

К конструктивным мероприятиям по повышению маневренности турбин можно отнести следующие:

- применение парового обогрева фланцев и шпилек;

- повышение качества тепловой изоляции корпусов турбин путем использования метода напыления;

- применение охлаждающих устройств для выхлопных патрубков ЦНД;

- применение двухстенной конструкции корпусов высокого и среднего давления, экранирования ротора, защиты корпусов от коробления путем локализации областей высоких температур, уменьшение ширины фланцев или отказ от них, экранирование области паровпуска, а также внутреннего и внешнего цилиндров;

- применение специальной конструкции уплотнений, допускающей большие осевые и радиальные перемещения;

- применение специальных маневренных турбин с повышенными осевыми и радиальными зазорами, с меньшим числом ступеней и цилиндров, с более высоким давлением в

конденсаторе, с менее развитой регенерацией и с более низкими начальными параметрами пара.

В СССР планируется создание маневренного блока с турбиной мощностью 500 МВт, на которой должны быть реализованы перечисленные выше рекомендации. Начальные параметры пара перед турбиной должны быть 13 МПа и 510°C, планируется промперегрев пара до 510°C. Турбина проектируется с тремя цилиндрами, с шестью регенеративными отборами пара и с повышенным до 0,01 МПа давлением в конденсаторе, что позволит применить один двухпоточный ЦНД. Уменьшение числа отборов снизит захлаживание низа корпуса турбины и будет способствовать уменьшению разности температур между верхом и низом ее корпуса.

Режимные мероприятия по котлам для повышения маневренности могут быть следующие:

- подсвечивание мазутом и перевод на мазут или газ с твердого топлива при малых нагрузках;

- временная работа с накоплением шлака на поду топки с последующим его расплавлением при повышении нагрузки — для понижения допустимого минимума нагрузки котлов с жидким шлакоудалением;
- работа с повышенным избытком воздуха в топке при малых нагрузках с целью поддержания необходимой температуры перегрева пара и промперегрева;

- применение начальной форсировки котла по топливу для обеспечения равномерного и интенсивного прогрева циркуляционных контуров, барабана и тракта пароперегревателя;

- останов блока в резерв с консервацией давления в котле для максимального сохранения тепла в период стоянки.

Среди конструктивных мероприятий по котлам для повышения их маневренности можно упомянуть следующие:

- применение пусковых впрысков в паропроводы острого пара и промперегрева;

- использование растопочных РОУ с достаточной пропускной способностью;

применение байпасирования в системе трубопроводов промперегрева пара;

паровой обогрев барабанов с использованием линий аварийного слива;

применение многоярусного расположения горелок в топках котлов на мазуте и газе;

использование комбинированной циркуляции в прямоточных котлах с помощью специальных насосов или эжекторов.

Одним из методов повышения маневренности блоков является регулирование нагрузки по методу скользящего начального давления. Сущность метода заключается в том, что давление пара за котлом и перед турбиной изменяют пропорционально нагрузке (рис. 7.10), поддерживая начальную температуру пара на номинальном уровне.

Сопоставим по тепловой экономичности режимы при постоянном и скользящем давлении в условиях дроссельного парораспределения при одинаковом расходе пара в турбину. С достаточной степенью точности можно считать, что давление пара перед соплами первой ступени в обоих режимах одинаково. Однако в режиме скользящего давления начальная температура пара равна номинальной, а в режиме $p_0 = \text{const}$ вследствие начального дросселирования она ниже. Поэтому тепловая экономичность режима скользящего давления при частичной нагрузке в

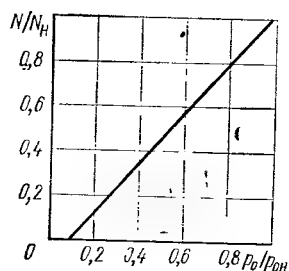


Рис. 7.10. Зависимость относительной мощности блока от относительного давления пара перед турбиной при регулировании нагрузки методом скользящего давления при дроссельном парораспределении.

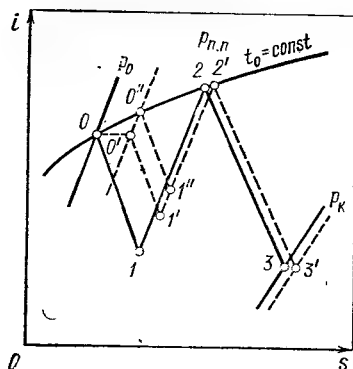


Рис. 7.11. Сопоставление процессов работы пара в турбине в i, s -координатах при частичной нагрузке и регулировании дросселированием острого пара (процесс $00'1'2'3'$) и скользящим давлением (процесс $012'3'$). Линией 0123 изображена диаграмма процесса при номинальной нагрузке.

этих условиях выше, чем режима при $p_0 = \text{const}$. Это иллюстрируется рис. 7.11, где оба режима взаимно сопоставлены применительно к установке с промежуточным перегревом пара. Линией $00'1'2'3'$ изображен процесс для режима $p_0 = \text{const}$, а линией $0''1''2'3'$ — процесс при том же расходе пара через турбину для режима скользящего начального давления.

Дополнительный выигрыш в тепловой экономичности блока при скользящем давлении получается за счет сокращения расхода энергии на привод питательного насоса из-за снижения его необходимого напора. Однако это может быть реализовано лишь при регулировании его производительности частотой вращения, т. е. при наличии у питательного насоса турбопривода или гидромфты.

При сопловом парораспределении метод скользящего начального давления может дать выигрыш в тепловой экономичности рабочего процесса в турбине лишь в области весьма пониженных нагрузок блока, когда происходит дросселирование всего поступающего в турбину потока пара в первом регулирующем клапане. Однако сопловое парораспределение для современных турбин

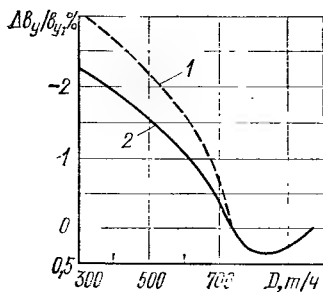


Рис. 7.12. Изменение экономичности блока с турбиной К-300-240 ХТГЗ при регулировании нагрузки методом скользящего давления по сравнению с регулированием при постоянном начальном давлении.

1 — работа при $D \leq 740$ т/ч и четырех полностью открытых клапанах; 2 — работа при шести полностью открытых клапанах.

выполняется так, что с самого начала подъема нагрузки у них открываются одновременно несколько регулирующих клапанов. В этом случае интервал нагрузок с дросселированием пара расширяется. Этот интервал при конструировании органов парораспределения для современных турбин возрастает с ростом их единичной мощности, составляя 57% D_n для турбин К-300-240, 76% для К-500-240 и 85% для К-800-240. Тем самым расширяется область режимов, при которых метод скользящего начального давления дает выигрыш в тепловой экономичности парового процесса. К другим преимуществам метода скользящего давления следует отнести обеспечение более устойчивого температурного режима турбины, что снижает ограничения по скорости ее нагружения.

Недостатком метода скользящего давления является снижение приемистости блока — способности к быстрому подхвату нагрузки при резком дефиците мощности в энергосистеме и снижении частоты. На рис. 7.12 показано, как изменяется удельный расход условного топлива на блок мощностью 300 МВт при регулировании методом скользящего давления по сравнению с регулированием нагрузки при $p_0 = \text{const}$.

При расходе пара $D < 710$ т/ч метод скользящего давления начинает давать заметную экономию топлива, так как в этой области нагрузок принцип соплового парораспределения не соблюдается (у турбины первые четыре клапана открываются одновременно). При расходах пара $D = 710 \div 740$ т/ч работа практически равноэкономична, а при большем расходе пара $D = 740 \div 960$ т/ч работа на скользящем давлении менее выгодна, чем при $p_0 = \text{const}$.

Важен вопрос допустимости режима скользящего давления для котлов. Многочисленным опытом доказана допустимость этого режима для барабанных котлов с естественной циркуляцией. Экспериментами на Костромской и Троицкой ГРЭС, выполненными на блоках с котлами ТГМП-114 и ПК-39 ОРГЭС и УралВТИ, доказана допустимость режима скользящего давления и для прямоточных котлов сверхкритического давления.

7.4. Методы покрытия пиков и провалов нагрузки энергосистем

Форсировке блоков для покрытия пиков нагрузки в настоящее время уделяется большое внимание. Паротурбинные блоки можно форсировать различными методами. Среди них наиболее распространен метод временного отключения ПВД. Выработка дополнительной электроэнергии происходит за счет увеличения расхода пара через проточную часть турбины

$$\Delta N = \sum_{i=1}^z \alpha_{\text{ПВД}i} D (i_i - i_k) \eta_m \eta_t. \quad (7.5)$$

Значение $\sum_{i=1}^z \alpha_{\text{ПВД}i}$ зависит от начальных параметров пара энергетической установки:

p_0 , МПа	t_0 , °C	$\sum_{i=1}^z \alpha_{\text{ПВД}i}$, %
3,5	435	6
9	535	10,5
12,7	565	14
23,5	565	21

Коэффициент полезного действия установки при этом несколько снижается из-за частичного снижения коэффициента регенерации, увеличения потерь в конденсаторе и выходных потерь в ЦНД. Зависимость получаемой дополнительной мощности ΔN , удельного расхода теплоты $q_{т.у.}$, температуры питательной воды $t_{п.в.}$ и расхода воды на впрыск $D_{впр}$ от количества отключаемых ПВД z для блока К-200-130+ТП-100 представлена на рис. 7.13. Значения величин при $z=0$ соответствуют номинальному режиму полной нагрузки.

Преимуществом данного метода форсировки блоков является немедленное повышение мощности, поскольку все участвующие элементы находятся в работе и готовы к форсировке. Время набора пиковой мощности определяется здесь только временем отключения ПВД. Операция отключения сопровождается понижением температуры питательной воды, что отражается на режиме работы котла, и приводит к росту температуры перегретого пара в котлах барабанного типа с естественной циркуляцией. Для ее восстановления приходится увеличивать расход впрыска (рис. 7.13).

Для покрытия провалов нагрузки применяют различные методы.

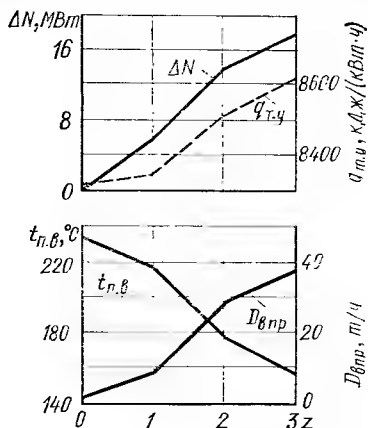


Рис. 7.13. Прирост мощности и изменение характеристик при форсировке блока с турбиной К-200-130 и котлом ТП-100 путем временного отключения регенерации.

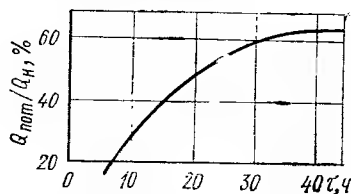


Рис. 7.14. Зависимость относительных тепловых потерь $Q_{\text{пот}}$ при остановке котла от длительности его простоя τ .

Здесь Q_n — поток расходуемого в котле тепла при номинальной нагрузке.

Можно остановить часть агрегатов в резерв на время провала нагрузки. Можно снизить нагрузку отдельных агрегатов или всех вместе до технического минимума. В последнее время для прохождения кратковременных провалов нагрузки в энергетике внедряется метод перевода части агрегатов в моторный режим. Остановочно-пусковые режимы сопровождаются дополнительными потерями теплоты и топлива. Если рассматривать котел, то в процессе его останова до полного расхолаживания теряется вся аккумулярованная в металле, обмуровке, теплоизоляции и теплоносителе теплота и имеются дополнительные потери теплоты с продувкой. Общие потери теплоты во время останова котла растут с увеличением времени простоя пропорционально $[1 - \exp(-a\tau)]$ (рис. 7.14). В процессе пуска эти потери должны быть восполнены.

Важным режимным показателем является расход условного топлива на пуск блока, он позволяет определить экономическую целесообразность останова блока в часы провала нагрузки. Следует различать расход топлива на пуск блока $B_{\text{пус}}$ и потери топлива при его пуске $B_{\text{пот}}$:

$$B_{\text{пот}} = B_{\text{пус}} - B_{\text{выр}}^{\text{э}}, \quad (7.6)$$

где $B_{\text{выр}}^{\text{э}}$ — расход условного топлива на отпущенную блоком электроэнергию в период пуска и нагружения,

рассчитанный по удельному расходу нетто при номинальной нагрузке. В то же время пусковой расход топлива

$$B_{\text{пус}} = B_{\text{изм}} - B_{\text{с.н}}^{\text{пар}} - B_{\text{с.н}}^{\text{эв}}, \quad (7.7)$$

где $B_{\text{изм}}$ — измеренный расход топлива на пуск; $B_{\text{с.н}}^{\text{пара}}$ — расход топлива на получение стороннего пара, расходуемого при пуске блока (на уплотнения, эжекторы, растопочные форсунки, подогрев мазута, деаэрацию питательной воды и др.), рассчитываемый по среднеексплуатационному расходу топлива на отпущенную теплоту; $B_{\text{с.н}}^{\text{эв}}$ — расход топлива на получение электроэнергии, израсходованной на привод механизмов собственных нужд, рассчитываемый по его удельному расходу нетто при номинальной нагрузке.

Пуск блоков обычно принято делить на четыре этапа:

I — подготовка оборудования к пуску (деаэрация питательной воды, заполнение котла водой, подготовка топливного тракта, набор вакуума);

II — растопка котла и подъем параметров пара до толчковых для турбины;

III — толчок ротора турбины и набор оборотов;

IV — синхронизация генератора и нагружение блока до $N_{\text{н}}$.

По достижении номинальной нагрузки блока еще не наступает установившееся тепловое состояние оборудования, поэтому иногда рас-

считывается V этап пуска — стабилизация режима. Продолжительность простоя блока отражается преимущественно на времени I и отчасти II и III этапов. По данным исследований ВТИ для всех этапов пуска блока потеря топлива приблизительно линейно зависит от продолжительности τ этапа:

$$\Delta B_{\text{пот}} \approx k_i \tau_i. \quad (7.8)$$

Зависимость суммарной потери топлива от продолжительности простоя τ следующая:

$$B_{\text{пот}} = A(1 - e^{-\tau/B}). \quad (7.9)$$

Для оптимального режима пуска блока мощностью 200 МВт получено $A=82$ т, $B=17$ ч (рис. 7.15).

Разгрузка агрегатов для прохождения провалов нагрузки приводит к снижению их экономичности. Например, при разгрузке турбины до 5–10% $N_{\text{н}}$ увеличивается удельный расход условного топлива приблизительно вдвое по сравнению с номинальным режимом, разгрузка до холостого хода увеличивает $b_{\text{у}}$ еще больше. Поэтому в периоды провалов нагрузки разгружать все блоки одновременно нецелесообразно.

При непродолжительных провалах нагрузки (4–6 ч) оправдывается перевод турбоагрегатов в моторный режим, когда подача острого пара в турбину прекращается, а генератор от сети не отключается и переходит на работу в режим синхронного двигателя, потребляя из сети энергию на вращение ротора. При моторном режиме конденсационная установка остается в работе и проточная часть турбины поддерживается под вакуумом. Несмотря на это ее ротор за счет вентиляционных потерь нагревается и требуется подача охлаждающего пара в турбину, для чего используется сторонний пар, подаваемый по трубопроводам некоторых отборов на промежуточные ступени турбины. Затрата топлива на моторный режим с учетом потребления электро-

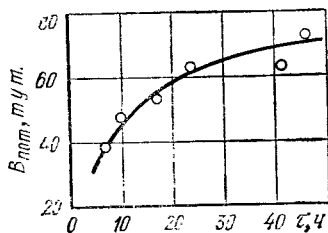


Рис. 7.15. Зависимость потерь условного топлива $B_{\text{пот}}$ на пуск блока мощностью 200 МВт с турбиной типа К-200-130 и с барабанным котлом ТП-100 от продолжительности предшествующего простоя τ .

Кружки — экспериментальные значения; линия — зависимость (7.9).

энергии из сети на вращение ротора и на привод остающихся в работе механизмов собственных нужд и на получение стороннего пара составляет приблизительно 56% затрат на холостой ход турбоагрегата.

Регулируя расход охлаждающего пара, можно получить тепловое состояние проточной части турбины, близкое к любой нагрузке. К преимуществам моторного режима относятся вдвое меньший объем эксплуатационных операций по переводу блока в этот режим и обратно в нормальную работу по сравнению с остановочно-пусковым режимом, поскольку отпадает надобность набора вакуума, толчка ротора, набора оборотов и синхронизации генератора; втрое меньшие затраты времени на перевод агрегата в режим номинальной нагрузки, чем из нерабочего состояния. Кроме того, исключается ускоренный износ уплотнений, наблюдаемый при частых остановках и пусках турбины. Уменьшается утомляемость персонала в наиболее ответственный период эксплуатации и исключаются его ошибочные действия. На электростанции появляется вращающийся резерв, который может быть быстро использован при внезапном дефиците мощности в энергосистеме. Проще решаются вопросы автоматизации операций по переводу блока в моторный режим и обратно по сравнению с остановочно-пусковым режимом.

В заключение следует сказать, что задача экономичного распределения нагрузки между агрегатами энергосистемы и прохождения провалов нагрузки весьма сложна и в ряде случаев не получает однозначного решения. Задача должна решаться с использованием ЭВМ.

7.5. Пусковые схемы блоков

Пуск блочных установок в настоящее время осуществляется методом скользящих параметров пара. Этот метод характеризуется совмещением пусковых операций по кот-

лу, паропроводам и турбине. В результате достигается существенная экономия времени при пуске блока. Для такого пуска блока докритических параметров пара с барабанными котлами не требуются специальные пусковые схемы, но надо подводить пар от постороннего источника к уплотнениям турбины, к эжектору для отсоса воздуха из конденсатора (если эжектор пароструйный), и пусковому маслонуасосу (если он с турбоприводом); турбина должна быть оборудована валоповоротным устройством.

Рассмотрим пуск блока и холодного состояния. После завершения подготовительных операций — включения пускового маслонуасоса и валоповоротного устройства, циркуляционного насоса, заполнения конденсатора конденсатом до нормального уровня и включения конденсатного насоса на рециркуляцию, включения эжектора для отсоса воздуха из конденсатора и подачи пара на уплотнения турбины — поднимается вакуум. Котел заполняют водой до растопочного уровня в барабане, и закрывают воздушники и дренажи. Открывают запорную, защитную и регулирующую арматуру на главном паропроводе между котлом и турбиной, ставят котел под вакуум вместе с турбиной. Поскольку при пуске из холодного состояния котел заполняется горячей водой с температурой 70—90°C (при пусках из неостывшего состояния температура выше), при появлении вакуума начинается процесс парообразования. Низкотемпературный пар поступает в главный паропровод и далее через турбину в конденсатор, и этим начинается прогрев тракта. Подготавливают котел к растопке: включают в работу тягодутьевую установку и вентилируют топку. Растопка осуществляется на мазуте или на газе, для чего подготавливается соответствующий топливный тракт. Вначале обычно разжигают не более двух растопочных горелок в противоположных сторонах топки.

Процесс парообразования становится более интенсивным, и в паропроводе появляется небольшое избыточное давление. Подачу топлива к горелкам регулируют так, чтобы подъем давления в котле и паропроводе происходил не слишком интенсивно, и в соответствии с режимной картой обычно стремятся обеспечить линейный рост температуры насыщения пара в барабане с допустимой скоростью ($1-1,5^{\circ}\text{C}/\text{мин}$). Температура пара на выходе из пароперегревателя при растопке должна повышаться также в соответствии с режимной картой по линейному закону во времени (допустимая скорость обычно от 1 до $5^{\circ}\text{C}/\text{мин}$).

В случае необходимости корректировка температуры пара может осуществляться открытием продувки из паропровода и впрысками. При небольшом избыточном давлении пара перед турбиной ($0,2-0,3\text{ МПа}$) обычно происходит самопроизвольный переход ротора турбины на самостоятельное вращение паром, после чего валоповоротное устройство отключают. Теперь надо особенно внимательно следить за подачей топлива к горелкам и подъемом давления в паропроводе, поскольку это связано с подъемом частоты вращения ротора турбины. Подъем частоты вращения не должен быть слишком быстрым и должен соответствовать инструкции. Зоны критической частоты вращения, как обычно, проходятся быстрее. При частоте вращения, близкой к номинальной, вступает в действие система регулирования турбины, что контролируется по самопроизвольному прикрытию регулирующих клапанов. Дальнейший подъем частоты вращения осуществляется синхронизатором. Теперь дальнейший подъем давления в паропроводе не влияет на частоту вращения турбины.

Регулировкой топочного режима устанавливают параметры пара, необходимые для синхронизации генератора и взятия начальной нагрузки. При блочном пуске эти пара-

метры существенно ниже номинальных.

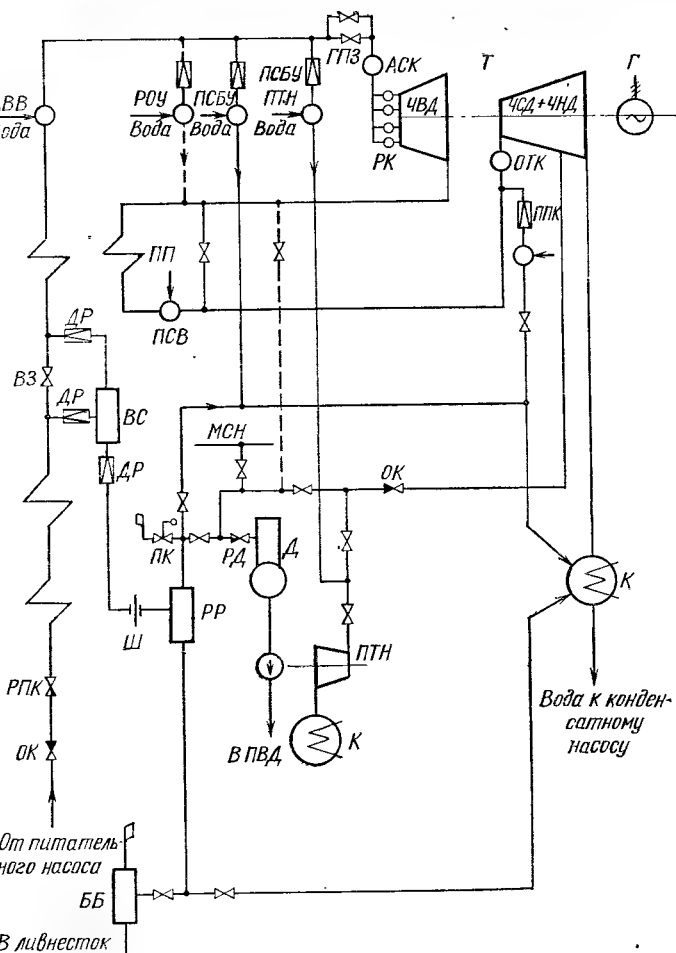
После предусмотренной инструкцией проверки работы автомата безопасности турбины генератор включается в сеть и турбоагрегат набирает начальную нагрузку. Дальнейший набор нагрузки производится по инструкции при соответствующем повышении параметров пара. Начиная с определенной нагрузки параметры пара доводятся до номинальных.

Преимуществами блочного пуска являются сокращение времени пуска благодаря совмещению пусковых операций по растопке котла, прогреву паропровода и турбины; обеспечение равномерного прогрева парового тракта благодаря более высокой скорости пара при пониженных параметрах; меньшие разности температур в прогреваемом металле тракта благодаря постепенному подъему параметров, меньшие напряжения в прогреваемом металле тракта, поскольку не происходит взаимного наложения температурных напряжений на напряжения от внутреннего давления; уменьшение пусковых потерь теплоты и теплоносителя, поскольку продувка котла и паропровода практически не требуются; меньшие температуры выхлопного патрубка турбины, поскольку ниже температура отработавшего пара; раннее включение генератора в сеть и начало выдачи полезной мощности еще до достижения номинальных параметров пара.

Основной особенностью пускового режима прямоточных котлов является необходимость прокачки через экономайзерно-испарительную часть его тракта 30%-ного растопочного расхода среды. Это необходимо для предотвращения расслоения пароводяной эмульсии и межвитковой пульсации среды, уменьшения температурной разверки по змеевикам и охлаждения поверхностей нагрева. Поскольку турбина в течение значительной части пускового периода не в состоянии принять такое

Рис. 7.16. Принципиальная пусковая схема для моноблока с перегревом пара и прямоточным котлом при турбоприводе всех питательных насосов при использовании встроенного сепаратора.

ВЗ — встроенная задвижка; **ВС** — встроенный сепаратор; **ВР** — растопочный расширитель; **ДР** — дроссельный клапан; **АВВ** — аварийный впрыск; **ПСУ** — пусковой впрыск; **РОУ** — редукционно-охладительная установка; **ПСУ** — пускосбросное устройство; **ПТН** — пускосбросное устройство питательных турбонасосов; **ОТК** — отсечный клапан; **ПП** — переключательный клапан; **ППК** — переключательный клапан; **ГПЗ** — главная паровая задвижка турбины с байпасом; **АСК** — автоматический стопорный клапан; **РК** — регулирующие клапаны турбины; **МСН** — общестанционная магистраль пара собственных нужд с давлением 1,3 МПа; **ББ** — барботер для сброса загрязненной растопочной среды в ливнесток. Остальные обозначения см. в приложении.



количество пара, котел должен работать со сбросом среды. Одновременно турбина для прогрева требует пара определенных параметров. Если излишки пара сбрасывать в атмосферу, неизбежны большие потери как тепла, так и теплоносителя, поскольку турбина в отличие от котла требует для прогрева значительного времени, измеряющегося несколькими часами.

Для решения этой проблемы созданы пусковые схемы. Основными элементами схем (рис. 7.16) являются встроенная задвижка, делящая тракт прямоточного котла на экономайзерно-испарительную и пароперегревательную части, встроенный сепаратор и растопочный расширитель. При такой схеме обеспечивается растопочный 30%-ный расход среды через экономайзерно-испарительную часть прямоточного котла со сбросом среды через дроссельные клапаны и встроенный сепаратор в растопочный расширитель и далее в конденсатор турбины: пар в верхнюю часть, вода — в нижнюю. Пар

из расширителя может быть также использован на собственные нужды электростанции. В перегревателный тракт котла из встроенного сепаратора через дроссельный клапан поступает образующийся пар с расходом, требующимся в данный момент для прогрева паропровода и турбины и вращения ее ротора на холостом ходу или при малой нагрузке. Такая работа котла называется работой на сепараторном режиме в отличие от работы на прямоточном режиме при отключенном встроенном сепараторе, когда все количество среды из экономайзерно-испарительной части котла поступает в пароперегревательный тракт и далее в паропровод и в турбину. Работа на прямоточном режиме стано-

вится возможной лишь после того, как расход пара через турбину достигнет 30% номинального. Здесь следует добавить, что требование 30%-го растопочного расхода среды относится только к экономайзерно-испарительной части котла. Через пароперегреватель можно при растопке пропускать значительно меньше пара — лишь сколько требуется для охлаждения его змеевиков и прогрева паропровода и турбины.

Энтальпию среды за экономайзерно-испарительной частью котла (до встроенной задвижки) можно при растопке поддерживать на пониженном уровне — лишь бы в сепараторе за счет вскипания (при сбросе давления) генерировалось требуемое количество пара. Остальное количество среды через растопочный расширитель сбрасывается в конденсатор, а дополнительный пар, получающийся при сбросе давления в растопочном расширителе, используется для собственных нужд блока или подается в общестанционную магистраль собственных нужд с давлением около 1,3 МПа.

Для сокращения пусковых потерь теплоноситель из встроенного сепаратора через растопочный расширитель сбрасывается в конденсатор. Пусковые потери теплоты в этой схеме в основном связаны с отдачей теплоты от сбрасываемых воды и пара охлаждающей воде в конденсаторе. Но поскольку сбрасывается в основном вода, а доля сбрасываемого в конденсатор пара невелика, пусковые потери теплоты обычно относительно невелики. Следует заметить, что на блоках сверхкритических параметров потери теплоты и теплоносителя возрастают при предпусковых холодных и горячих отмывах тракта, особенно продолжительных (несколько часов) после капитальных ремонтов котлов. В этом случае до получения удовлетворительных химических анализов конденсат на выходе из растопочного расширителя приходится сбрасывать в ливневую канализа-

цию, на что расходуется большое количество воды (до 2000 м³ на один блок 300 МВт при одной растопке). Лишь после существенного снижения содержания окислов железа в отмывочной воде разрешается замыкать контур отмывки на конденсатор и пропускать воду через блочную обессоливающую установку.

Особенностью рассматриваемой пусковой схемы является применение одного байпаса турбины (ПСБУ) со сбросом среды непосредственно в конденсатор. ПСБУ в основном требуется на случай внезапного отключения турбины для защиты котла, и рассчитано на 30%-ный расход среды. Однобайпасная схема стала возможной при расположении промежуточного пароперегревателя котла в зоне умеренных температур газов в конвективной шахте (ниже 850°C). Сокращение числа ПСБУ до одного удешевило и упростило пусковую схему: для моноблоков мощностью 300 и 500 МВт устанавливается одно ПСБУ, а для блоков 800 и 1200 МВт — два параллельных ПСБУ. В этих условиях допускается отсутствие охлаждения промежуточного перегревателя паром в течение времени, необходимого для ликвидации аварийного состояния и при растопочном режиме. При пусках блока ПСБУ используется для сброса греющей среды из главного паропровода в конденсатор турбины с целью прогрева паропроводов. Среда на ПСБУ отводится непосредственно перед главной паровой задвижкой турбины. Определяющим режимом для ПСБУ является сброс нагрузки блока до холостого хода турбины.

В более старых пусковых схемах блоков для охлаждения трубопроводов промежуточного перегрева пара при сбросах нагрузки предусматривалась установка РОУ (на рис. 7.16 показано штриховыми линиями). Эта РОУ полезна и в пусковых режимах для прогрева трубопроводов промежуточного перегрева. В новых

пусковых схемах блоков и в типовой пусковой схеме вместо РОУ имеется подвод пара в холодные нитки промежуточного перегрева от растопочного расширителя (на рис. 7.16 показано штриховой линией).

В типовой пусковой схеме блоков мощностью 500 МВт и более, где применяются питательные насосы с приводом от конденсационных турбин и отсутствуют пускорезервные питательные электронасосы, предусматривается установка ПСБУ питательных насосов на случай внезапного отключения блока для обеспечения паром приводных турбин питательных насосов в аварийной ситуации.

Подпорная шайба на линии сброса среды из встроенного сепаратора в растопочный расширитель предусматривается для снижения скорости движения среды в этой линии до 40—45 м/с во избежание ее вибрации, сопровождающейся сильными гидравлическими ударами.

Особенностями данной пусковой схемы являются наличие пусковых впрысков не только в главных паропроводах острого пара, но и в паропроводах горячих ниток промперегрева, а также наличие байпасов на промежуточном пароперегревателе и ГПЗ турбины.

В типовой пусковой схеме системы промперегрева и ЦВД турбины

при пусках блоков из холодного состояния прогреваются насыщенным паром из растопочного расширителя. При пусках из неостывшего состояния во избежание охлаждения ЦВД для прогрева системы промперегрева пара используется пар из общестанционной магистрали собственных нужд давлением 1—1,3 МПа с температурой 300—350 °С.

Пар в конденсатор из системы промежуточного перегрева перед отсечными клапанами ЦСД сбрасывается по трубопроводу, на котором установлен быстродействующий клапан, охладитель и вакуумная отключающая задвижка. Назначение отсечных клапанов — защита турбины от разгона при сбросах нагрузки паром из системы промперегрева, имеющей большую емкость.

В настоящее время на прямоточных котлах начинает применяться комбинированная циркуляция с помощью специальных рециркуляционных насосов или эжекторов, позволяющая снизить растопочный расход питательной воды до 15% D_n . При применении комбинированной циркуляции пусковой расход топлива снижается до 4—5% номинального и средства для регулирования температуры промперегрева пара в режимах пусков можно не предусматривать.

Глава восьмая

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СТАЦИОННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

8.1. Расчет регенеративных и сетевых подогревателей

Задачей теплового расчета подогревателя является определение площади его поверхности нагрева F , m^2 , и конструктивных размеров. Исходные данные принимаются из расчета тепловой схемы блока на номинальный режим: расход и параметры греющей среды, расход нагреваемой среды (питательной или сетевой воды, основного кон-

денсата), ее давление и температура на входе в подогреватель. Площадь поверхности нагрева определяется из уравнения

$$Q = G(i^{B''} - i^{B'}) = D_n(i_n - i_{др}^{B'}) \eta_n = kF\Delta t_{cp} \quad (8.1)$$

Здесь Q — поток теплоты, передаваемой нагреваемой среде в подогревателе, кВт; D_n , G — расходы греющей и нагреваемой сред, кг/с; $i^{B'}$, $i^{B''}$ — удельные энтальпии нагре-

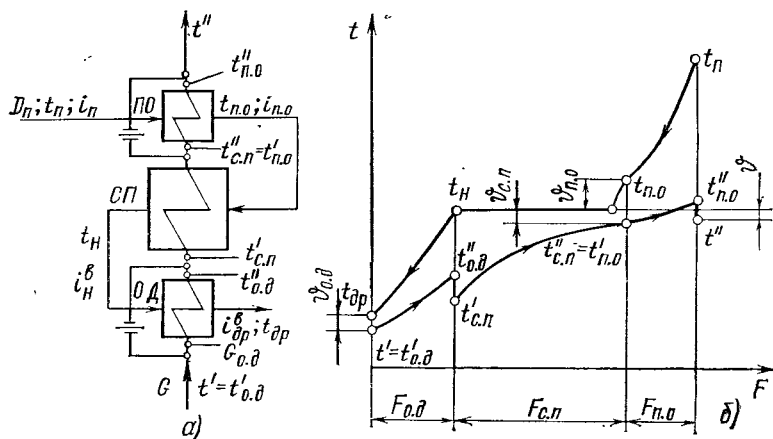


Рис. 8.1. Принципиальная схема регенеративного подогревателя (а) и графики температур нагреваемой воды и греющего пара (б).

ПО — парохладитель; СП — собственно подогреватель; ОД — охладитель дренажа.

ваемой среды на входе и выходе подогревателя соответственно, кДж/кг; i_n — удельная энтальпия греющего пара из отбора на входе, кДж/кг; $i^{в}_{др}$ — энтальпия конденсата греющего пара на выходе подогревателя, кДж/кг; $\eta_n = 0,98 \div 0,99$ — коэффициент, учитывающий потерю теплоты в окружающую среду; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\Delta t_{ср}$ — средний температурный напор для поверхности нагрева подогревателя, К.

Расчеты регенеративных и сетевых подогревателей во многом идентичны, однако у сетевых подогревателей отсутствуют охладители пара и дренажа, в связи с чем их расчет упрощается. Рассмотрим расчет регенеративного подогревателя при наличии у него охладителей пара и дренажа. В этом случае поток теплоты в подогревателе

$$Q = Q_{п.о} + Q_{с.п} + Q_{о.д}. \quad (8.2)$$

Для парохладителя

$$Q_{г.о} = G_{п.о} (i^{в''}_{п.о} - i^{в'}_{п.о}) = D_n (i_n - i_{п.о}) \eta_n = k_{п.о} F_{п.о} \Delta t_{ср.п.о}; \quad (8.3)$$

для собственно подогревателя

$$Q_{с.п} = G (i^{в''}_{с.п} - i^{в'}_{с.п}) = D_n (i_{п.о} - i^{в}_{н}) \eta_n = k_{с.п} F_{с.п} \Delta t_{ср.с.п}; \quad (8.4)$$

для охладителя дренажа

$$Q_{о.д} = G_{о.д} (i^{в''}_{о.д} - i^{в'}_{о.д}) = D_n (i^{в}_{н} -$$

$$- i^{в}_{др}) \eta_n = k_{о.д} F_{о.д} \Delta t_{ср.о.д}. \quad (8.5)$$

В этих уравнениях $i_{п.о}$ — удельная энтальпия пара на выходе парохладителя; $i^{в}_{н}$ — удельная энтальпия дренажа при температуре насыщения; $G_{п.о}$, $G_{о.д}$ — расходы нагреваемой среды через парохладитель и охладитель дренажа (с учетом 85—90% обвода) соответственно; $i^{в''}_{п.о}$, $i^{в''}_{с.п}$, $i^{в''}_{о.д}$, $i^{в'}_{п.о}$, $i^{в'}_{с.п}$, $i^{в'}_{о.д}$ —

удельные энтальпии нагреваемой воды на выходе и входе соответствующего отсека подогревателя; $k_{п.о}$, $k_{с.п}$, $k_{о.д}$ — коэффициенты теплопередачи для отсеков; $F_{п.о}$, $F_{с.п}$, $F_{о.д}$ — поверхности нагрева отсеков; $\Delta t_{ср.п.о}$, $\Delta t_{ср.с.п}$, $\Delta t_{ср.о.д}$ — средние температурные напоры в отсеках.

Для расчета подогревателя по отсекам необходимо оценить температуры греющей и нагреваемой сред на входе и выходе каждого отсека. Рассмотрим температурные графики регенеративного подогревателя (рис. 8.1). Для собственно подогревателя температуру греющей среды можно принять постоянной, равной температуре насыщения. Здесь нагреваемой среде передается основное количество теплоты. Обводы нагреваемой среды в охладителях пара и дренажа делаются для уменьшения их габаритов. После смешения потоков температура подогретой воды на выходе из

охлаждителя дренажа снижается от $t''_{\text{о.д}}$ до $t'_{\text{с.п}}$ и на выходе из пареоохладителя — от $t'''_{\text{п.о}}$ до t'' . В отсеках пареоохладителя и охладителя дренажа омывание поверхностей нагрева близко к противоточному.

Минимальные температурные напоры в охладителе дренажа $\vartheta_{\text{о.д}}$ и в собственно подогревателе $\vartheta_{\text{с.п}}$ и остаточный перегрев пара в пареоохладителе $\vartheta_{\text{п.о}}$ (рис. 8.1) выбирают на основании технико-экономического анализа, их уменьшение приводит к повышению тепловой экономичности установки и к экономии топлива на электростанции, но сопровождается ростом металлозатрат и капиталовложений на регенеративные подогреватели:

Показатель	ПВД		ПНД	
Цена топлива руб/т . . .	18—23	2,5—5	18—23	2,5—5
Температурный напор, °C:				
$\vartheta_{\text{с.п}}$. . .	3	5	2	4
$\vartheta_{\text{о.д}}$. . .	6	10	3	6
$\vartheta_{\text{п.о}}$. . .	10	15	7	12

Средний температурный напор для поверхностей нагрева отсеков и всего подогревателя в общем случае подсчитывается как среднелогарифмический напор по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{лог}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg (\Delta t_6 / \Delta t_m)}. \quad (8.6)$$

Для собственно подогревателя $\Delta t_6 = t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п}}$; $\Delta t_m = t_{\text{н}} - t'''_{\text{с.п}}$. Для схемы противотока в охладителях пара $\Delta t_6 = t_{\text{п}} - t'''_{\text{п.о}}$ и $\Delta t_m = t_{\text{п.о}} - t'_{\text{п.о}}$, в охладителях дренажа $\Delta t_6 = t_{\text{н}} - t'''_{\text{о.д}}$ и $\Delta t_m = t_{\text{др}} - t'_{\text{о.д}}$. При сложном характере омывания поверхности нагрева вводят поправку ψ на характер омывания: $\Delta t_{\text{ср}} = \psi \Delta t_{\text{ср}}^{\text{лог}}$,

где ψ определяют по графикам.

Ввиду малой толщины стенки трубок подогревателей коэффициент теплопередачи можно определять по формуле для плоской стенки

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}. \quad (8.7)$$

Здесь α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке трубы и от стенки к нагреваемой среде соответственно, Вт/(м²·К); $\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{н}}$, $\lambda_{\text{ст}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ — соответственно толщины, м, и коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·К), стенки трубы и слоя накипи. Как правило, на поверхности нагрева регенеративных подогревателей отложения не образуются, так как качество пара и воды высокое, а термическим сопротивлением самой стенки можно пренебречь. Термическое сопротивление слоя накипи учитывается только при расчетах испарителей.

Площадь поверхности теплообмена F , рассчитываемая по формулам (8.1) — (8.5), определяется по расчетному диаметру трубок d_p : при $\alpha_1 \gg \alpha_2$ $d_p = d_{\text{в}}$, при $\alpha_1 \approx \alpha_2$ $d_p = 0,5 (d_{\text{в}} + d_{\text{н}})$ и при $\alpha_1 \ll \alpha_2$ $d_p = d_{\text{н}}$. Полученное значение площади поверхности должно быть пересчитано на наружный диаметр трубок, по которому принято ее определять:

$$F_{\text{н}} = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_p}. \quad (8.8)$$

Для формулы (8.7) должны быть предварительно вычислены коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , которые определяются с использованием критерияльных зависимостей для конвективного теплообмена. При этом различают два случая: теплообмен без изменения и с изменением агрегатного состояния среды. Не изменяется агрегатное состояние обеих сред в пареоохладителях и в охладителях дренажа и нагреваемой среды в отсеке собственно подогревателя. Режим течения здесь, как правило, турбулентный. Теплоотдача от греющей среды в отсеке собственно подогревателя происходит при конденсации пара.

Теплообмен с однофазной средой при течении внутри труб и в каналах произвольной формы поперечного сечения (продольное омывание) при $l/d_0 > 40$ и турбулент-

ном режиме ($Re > 10^4$) характеризуется критериальным уравнением вида

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (8.9)$$

Здесь $Nu = \alpha d_a / \lambda$ — определяемый критерий Нуссельта, в состав которого входит искомый коэффициент теплоотдачи; d_a — определяющий размер: при течении среды в трубах используется внутренний диаметр d_v трубы, а при продольном внешнем обтекании труб и каналов — эквивалентный диаметр $d_a = 4f/P$, где P — смоченный периметр; f — площадь проходного сечения канала, m^2 . Критерий Рейнольдса $Re = \omega d_a / \nu$ определяет характер движения среды. В его формулу входят ω — скорость и ν — коэффициент кинематической вязкости, m^2/c среды. Критерий Прандтля $Pr = \nu / a$ представляет собой комплекс физических параметров среды, где a — коэффициент ее теплопроводности, m^2/c .

При спиральных трубах, применяющихся для поверхностей нагрева ПВД, в формулу (8.9) вводится справа сомножитель $(1 + 11,11 d_{в,н} \times n_b n_{\pi} / l_{сп})$ — поправка на турбулизацию потока за счет его поворота. Здесь $d_{в,н}$ — средний диаметр наименьшего витка спирали; n_b — число витков в одной плоскости спирали; n_{π} — число плоскостей у спиральной трубы (одинарная или двойная спираль); $l_{сп}$ — длина спирали.

Теплофизические параметры сред, входящие в критерии подобия, определяются при средней расчетной температуре теплоносителя:

$$t_{cp} = t_{вых} + (t_{вых} - t_{вх}) \frac{\Phi \Delta t_{cp}^{лог} - \Delta t_M}{\Delta t_0 - \Delta t_M}. \quad (8.10)$$

В охладителях пара и дренажа встречается теплообмен без изменения агрегатного состояния среды при внешнем поперечном омывании пучков прямых или спиральных труб. Для турбулентного режима

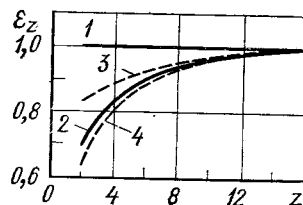


Рис. 8.2. Зависимость поправки на число рядов труб ε_z при расчете конвективного теплообмена при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков труб.

1 — коридорный пучок при $10^2 < Re < 10^5$; 2 — то же при $Re > 10^5$; 3 — шахматный пучок при $10^2 < Re < 10^5$; 4 — то же при $Re > 10^5$.

течения ($Re > 6 \cdot 10^3$) в этом случае характерна критериальная зависимость вида

$$Nu = C \varepsilon_z Re^m Pr^n \left(\frac{s_1 - d_n}{s_2 - d_n} \right)^p. \quad (8.11)$$

Здесь s_1 , s_2 и d_n — шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока и наружный диаметр трубки соответственно. Для коридорных пучков гладких прямых труб $C = 0,2$; $m = 0,64$; $n = 0,35$; $p = 0$. Для шахматных пучков и при пучках спиральных труб, если $(s_1 - d_n) / (s_2 - d_n) \geq 0,7$, $C = 0,334$; $m = 0,6$; $n = 0,35$; $p = 0,25$. Если $(s_1 - d_n) / (s_2 - d_n) < 0,7$, тогда $C = 0,305$; $m = 0,6$; $n = 0,35$; $p = 0$. Коэффициент ε_z учитывает влияние количества рядов труб вдоль потока (рис. 8.2); при $z > 20$ $\varepsilon_z = 1$. При поперечном омывании плоскостей спиральных труб в зоне пароохлаждаителей при $Re > 10^5$ в формуле (8.11) $C = 0,027$; $m = 0,84$; $n = 0,4$; $p = 0$ и $\varepsilon_z = 1$.

В случае омывания гладкотрубного наклонного под углом φ к потоку пучка вводится поправка $\varepsilon_{\varphi} = 0,25 \sin(2\varphi - 70) + 0,75$, тогда $Nu_{\varphi} = Nu_{\varepsilon_{\varphi}}$, где Nu определяется по формуле (8.11). Для пучков, часть которых оmyвается поперечно, а часть — продольно, коэффициент теплоотдачи определяется раздельно, а затем усредняется:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_{поп} F_{поп} + \alpha_{прод} F_{прод}}{F_{поп} + F_{прод}}. \quad (8.12)$$

Для расчёта теплообмена в отсеках, где нет изменения агрегатного состояния теплоносителя, необходимо выбрать скорость движения среды (после определения конструктивных размеров подогревателя скорость уточняется). Скорость воды в подогревателях существенно влияет на экономичность регенеративной установки. С повышением скорости увеличивается коэффициент теплоотдачи и тем самым снижается стоимость регенеративных подогревателей, но увеличиваются гидравлические потери и растёт мощность питательного (конденсатного) насоса. За счёт этого снижается экономичность паротурбинной установки. Оптимальные скорости в значительной степени зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе, для ПНД составляют 1,7—2,2 м/с при дешёвом топливе и 1,5—1,8 м/с — при дорогом; для ПВД соответственно 1,6—1,9 и 1,5—1,7 м/с.

Теплообмен при конденсации греющего пара характерен для отсеков собственно подогревателей (регенеративных и сетевых). Различается конденсация пара на вертикальных стенках (трубах), разделённых на участки горизонтальными перегородками, и на пучках горизонтальных труб. Различают теплоотдачу от неподвижного и медленно движущегося пара и при большой скорости движения пара. В регенеративных и сетевых подогревателях теплообмен происходит при неподвижном или при медленно движущемся паре. Главную роль в процессе теплообмена здесь играют скорость стекания и толщина пленки конденсата, образующегося на поверхности труб.

При практических расчётах коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке вертикальной трубы приходится учитывать как режим течения пленки конденсата, так и скорость пара. Для этого подсчитывают критерий Рейнольдса Re_k для текущей

пленки конденсата

$$Re_k = 10^{-3} q l / g \mu_k r \quad (8.13)$$

и произведение $\rho_n (\omega_n)^2$.

Здесь $q = Q/F$ — средняя плотность теплового потока через поверхность нагрева, Вт/м²; l — определяющий размер, в данном случае равный высоте участка трубы между соседними перегородками, м; $g = 9,81$ м/с²; $\mu_k = \nu_k \rho_k$ — коэффициент динамической вязкости пленки конденсата, Н·с/м²; r — удельная теплота конденсации пара, кДж/кг (для подогревателей без секции пароохлаждения сюда должна войти и теплота перегрева пара, если он имеется); ρ_n — плотность сухого насыщенного пара, кг/м³. Средняя скорость пара, м/с, вычисляется по формуле

$$\omega_n = \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_1 \omega_2 + \omega_2^2) / 3}, \quad (8.14)$$

где ω_1 и ω_2 — скорость пара на входе в отсек собственно подогревателя и на выходе из него. При полной конденсации пара в отсеке $\omega_2 = 0$ и $\omega_n = \omega_1 / 1,73$.

Для неподвижного и медленно движущегося пара, когда $\rho_n \omega_n^2 \leq 30$ и при $Re_k \leq 100$, используется формула, структурно идентичная теоретической формуле Нуссельта:

$$\alpha_1 = CA \left(\frac{r}{l \Delta t_1} \right)^{0,25} \epsilon_r, \quad (8.15)$$

где $A = [\lambda_k \rho_k (\rho_k - \rho_n) g / \mu_k]^{0,25}$; λ_k и ρ_k — коэффициент теплопроводности и плотность пленки конденсата соответственно; $C = 1,13$ для вертикальных труб; $\Delta t_1 = t_n - t_{ст.пар}^{cp}$ — средний перепад температур в пограничном слое со стороны греющего пара; t_n — температура насыщения, °С; $t_{ст.пар}^{cp}$ — средняя температура стенки трубы у наружной поверхности. Для предварительной оценки можно принять $t_{ст.пар}^{cp} = 0,5(t_n + t_{с.п}^{cp})$. Средняя температура нагреваемой воды в отсеке собственно подогревателя $t_{с.п}^{cp} =$

$= 0,5(t'_{\text{с.п}} + t''_{\text{с.п}})$. Если подогреватель не имеет отсеков охлаждения пара и дренажа, тогда вместо $t'_{\text{с.п}}$ подставляют среднюю температуру нагреваемой воды для всего подогревателя $t^{\text{ср}} = 0,5(t' + t'')$. Физические параметры пленки конденсата определяются при ее средней температуре $t_{\text{пл}}^{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{ст.пар}}^{\text{ср}})$. В

формуле (8.15) ϵ_r — поправка на шероховатость и загрязнение внешней поверхности трубок: для трубок из латуни и нержавеющей стали $\epsilon_r = 1$, для стальных цельнотянутых труб $\epsilon_r = 0,8$.

При $Re_k > 100$ происходит переход от ламинарного к турбулентному течению пленки конденсата. В этом случае на верхней части трубы течение ламинарное, на нижней — турбулентное. Если одновременно с этим $\rho_{\text{п}}(\omega_{\text{п}})^2 > 30$, то для определения α_1 рекомендуется формула

$$\alpha_1 = BC\epsilon, \quad (8.16)$$

где

$$B = \lambda_k (g, v_k^2)^{1/3}; C = 0,16 Pr_k^{1/3} Re_k (Re_k - 100 + 63 Pr_k)$$

— коэффициент, учитывающий наличие смешанного режима течения пленки конденсата;

$$\epsilon = 1 + 0,013 (\rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2)^{1/2} / [\rho_k^{1/2} (g v_k)^{1/3}]$$

— коэффициент, учитывающий массовую скорость пара. Индекс «п» означает, что данный критерий (или параметр) определяется для пара при температуре насыщения, индекс «к» — для конденсата при средней температуре пленки. Средний коэффициент теплоотдачи для коридорного и шахматного пучков горизонтальных труб с числом рядов n по вертикали $\alpha_1 = \alpha_1 n^{-0,25}$. Пучок горизонтальных спиральных труб принято относить к шахматным пучкам и число рядов считать равным половине числа плоскостей спиралей между соседними перегородками.

171

При расчетах поверхностей нагрева подогревателей приходится оценивать, а затем уточнять температуру стенки трубки. Для облегчения этой процедуры может быть использован графоаналитический метод. Рассмотрим теплообмен через стенку, где по одну сторону происходит конденсация греющего пара, а по другую — нагрев воды без изменения ее агрегатного состояния (рис. 8.3). Обозначим разности температур:

$$t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}^{\text{нар}} = \Delta t_1; t_{\text{ст}}^{\text{нар}} - t_{\text{ст}}^{\text{вн}} = \Delta t_{\text{ст}};$$

$$t_{\text{ст}}^{\text{вн}} - t_{\text{ж}} = \Delta t_2,$$

где $\Delta t_1 + \Delta t_{\text{ст}} + \Delta t_2 = \Delta t$. Из формулы (8.15) можно получить $\alpha_1 = b \Delta t_1^{-0,25}$. Здесь через b обозначен комплекс физических параметров и других величин, входящих в формулу (8.15). Плотность теплового потока через стенку трубы

$$q = Q/F = \alpha_1 \Delta t_1 = b \Delta t_1^{0,75}; \quad (8.17)$$

отсюда $\Delta t_1 = b_1 q^{4/3}$, где $b_1 = b^{-4/3}$. Определение теплового сопротивления стенки $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$ и коэффициента теплоотдачи α_2 обычно в расчетах

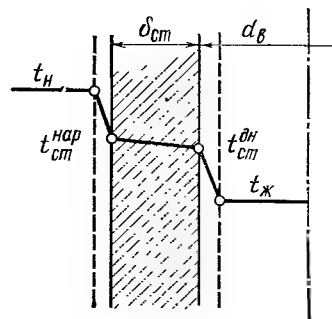


Рис. 8.3. Распределение температур в пограничных слоях и в стенке трубы при конвективном теплообмене с конденсацией греющего пара.

$t_{\text{н}}$ — температура насыщения греющего пара; $t_{\text{ж}}$ — температура нагреваемой жидкости в удалении от стенки; $t_{\text{ст}}^{\text{нар}}$ — температура стенки трубы у наружной поверхности; $t_{\text{ст}}^{\text{вн}}$ — температура стенки трубы у внутренней поверхности. Распределение температур в пограничных слоях показано условно.

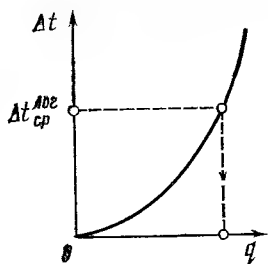


Рис. 8.4. Перепад температур между греющей и нагреваемой средами при конвективном теплообмене в зависимости от плотности теплового потока и графоаналитическое определение значения q по предварительно подсчитанной величине $\Delta t_{cp}^{лог}$.

не встречает затруднений, поскольку все необходимые для их нахождения физические параметры известны. В таком случае $\Delta t_{ст} = (\delta_{ст}/\lambda_{ст})q$; $\Delta t_2 = q/\alpha_2$. Суммируя, получаем:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_{ст} + \Delta t_2 = b_1 q^{4/3} + (\delta_{ст}/\lambda_{ст})q + q/\alpha_2. \quad (8.18)$$

Это уравнение может быть решено графически (рис. 8.4): задаваясь различными значениями плотности теплового потока q , определяют Δt и строят зависимость $\Delta t = f(q)$. Одновременно средний температурный напор Δt может быть найден по формуле (8.6) как среднелогарифмический напор для всего теплообменного аппарата. От-

кладывая $\Delta t_{cp}^{лог}$ по оси ординат и проводя прямую параллельно оси абсцисс до пересечения с кривой $\Delta t = f(q)$ (см. рис. 8.4), находят искомое значение q . Далее не представляет затруднений определить Δt_1 , $\Delta t_{ст}$, Δt_2 и по формуле (8.17) необходимую площадь поверхности нагрева F .

8.2. Расчет испарителей и паропреобразователей

Целью расчета, как и в предыдущем случае, является определение площади поверхности нагрева. Определение температурного напора здесь упрощается благодаря то-

му, что как греющая, так и нагреваемая среды имеют постоянные температуры, равные температурам насыщения при давлениях первичного и вторичного пара. Уравнение теплового баланса в испарителе имеет вид

$$Q_{п} = D_{п}(i_{п} - i_{п.в.п})\eta_{п} = D_{п1}(i_{п1} - i_{п.в.п}), \quad (8.19)$$

где $D_{п}$, $D_{п1}$ — расходы греющего и вторичного пара, кг/с; $i_{п}$, $i_{п1}$, $i_{п.в.п}$, $i_{п.в.п}$ — удельные энтальпии греющего и насыщенного вторичного пара, дренажа и питательной воды испарителя соответственно, кДж/кг; $Q_{п}$ — тепловой поток в испарителе, кВт; $\eta_{п} = 0,98 \div 0,99$ — коэффициент, учитывающий потерю тепла в окружающую среду.

Из уравнения (8.19) определяется значение $D_{п}$ при заданном расходе $D_{п1}$. В соответствии с нормами технологического проектирования производительность испарительной установки по вторичному пару при номинальной нагрузке $D_{п1}$ должна составлять 2% расхода пара в турбину. Она определяется конденсирующей способностью конденсатора испарителя, уравнение теплового баланса в котором записывается так:

$$Q_{к.п} = D_{к.п}(i_{п1} - i_{п.п1})\eta_{к.п} = D_{к.п}(i_{к.п2} - i_{к.п1}). \quad (8.20)$$

Здесь $D_{к.п}$ — расход основного конденсата через конденсатор испарителя; $i_{к.п1}$, $i_{к.п2}$, $i_{п.п1}$ — удельные энтальпии основного конденсата до и после конденсатора испарителя и конденсата вторичного пара испарителя соответственно.

Поскольку $i_{п1} - i_{п.п1} \approx 2000$ кДж/кг, а $i_{к.п2} - i_{к.п1} \approx 60 \div 80$ кДж/кг, выход дистиллята $D_{п1}$ в соответствии с уравнением (8.20) составляет 3–4% $D_{к.п}$ или 1,8–2,5% расхода пара в турбину. При снижении нагрузки турбины производительность испарительной установки ввиду уменьшения расхода $D_{к.п}$ снижается, а потери теплоносителя практически не зависят от нагрузки. По-

этому в качестве резерва предусматривается дополнительный корпус испарителя.

Площадь поверхности нагрева испарителя

$$F_{II} = Q_{II} / (k_{II} \Delta t_{II}), \quad (8.21)$$

где k_{II} — коэффициент теплопередачи в испарителе; $\Delta t_{II} = (t_{II,II} - t_{II,II}) \xi$ — расчетный температурный напор; $t_{II,II}$, $t_{II,II}$ — температура насыщения греющего и вторичного пара, °C; $\xi = 0,85 \div 0,9$ — понижающий коэффициент, учитывающий изменение температурного напора по высоте кипятильной трубы из-за наличия в ее нижней части экономайзерного участка. В связи с давлением столба воды температура закипания ее в нижней части трубы выше, но она снижается при движении воды вверх.

Можно показать, что температура насыщения вторичного пара и соответственное его давление устанавливаются в зависимости от уровней температур $t_{II,II}$ и $t_{K,II}$. Сравнив выражения (8.19) и (8.20), легко получить, что

$$Q_{II} = (1 + \epsilon) Q_{K,II}, \quad (8.22)$$

где $\epsilon = 0,04 \div 0,05$ учитывает разницу значений $i_{II,II}^B$ и $i_{II,II}^B$ и наличие потерь теплоты. Определим Q_{II} из уравнения теплопередачи

$$Q_{II} = k_{II} \xi (t_{II,II} - t_{II,II}) F_{II}, \quad (8.23)$$

а $Q_{K,II}$ — из уравнения теплового баланса:

$$Q_{K,II} = D_{K,II} c_B (t_{K,II} - t_{K,II}). \quad (8.24)$$

Из формулы вида (8.6) для среднелогарифмического температурного напора в конденсаторе испарителя и из уравнения теплопередачи конденсатора испарителя вида (8.21) можно получить:

$$t_{K,II} = t_{II,II} - (t_{II,II} - t_{K,II}) \times \exp \left(- \frac{k_{K,II} F_{K,II}}{c_B D_{K,II}} \right). \quad (8.25)$$

Отсюда

$$t_{K,II} - t_{K,II} = (t_{II,II} - t_{K,II}) \times \left[1 - \exp \left(- \frac{k_{K,II} F_{K,II}}{c_B D_{K,II}} \right) \right]. \quad (8.26)$$

Подставляя (8.23), (8.24) и (8.26) в (8.22), получаем:

$$k_{II} \xi (t_{II,II} - t_{II,II}) F_{II} = (1 + \epsilon) D_{K,II} c_B (t_{II,II} - t_{K,II}) \left[1 - \exp \left(- \frac{k_{K,II} F_{K,II}}{c_B D_{K,II}} \right) \right]. \quad (8.27)$$

Введя обозначения $\varphi_1 = \xi k_{II} F_{II}$ и $\varphi_2 = (1 + \epsilon) D_{K,II} c_B \left[1 - \exp \left(- \frac{k_{K,II} F_{K,II}}{c_B D_{K,II}} \right) \right]$, получим окончательно

$$\varphi_1 (t_{II,II} - t_{II,II}) = \varphi_2 (t_{II,II} - t_{K,II})$$

и

$$t_{II,II} = \frac{\varphi_1 t_{II,II} + \varphi_2 t_{K,II}}{\varphi_1 + \varphi_2}. \quad (8.28)$$

Таким образом, температура насыщения и давление вторичного пара устанавливаются в зависимости от расхода основного конденсата $D_{K,II}$, площадей поверхностей нагрева испарителя, конденсатора и соответствующих коэффициентов теплопередачи. Зная $t_{II,II}$, легко по приведенным выше соотношениям определить паропроизводительность испарителя.

Оптимальный температурный напор испарителя $\Delta t_{II} = t_{II,II} - t_{II,II}$ рекомендуется определять по минимуму суммарных затрат металла на испаритель и на конденсатор испарителя (рис. 8.5). Для этого, принимая несколько значений Δt_{II} , по заданным p_{II} , D_{II} , $D_{K,II}$, $t_{K,II}$ и $t_{II,II}^B$ вычисляют площади поверхностей нагрева F_{II} и $F_{K,II}$. Необходимые для этих расчетов значения k_{II} оцениваются по графикам (рис. 8.6). Коэффициент теплопередачи для конденсатора испарителя определяется аналогично регенеративным подо-

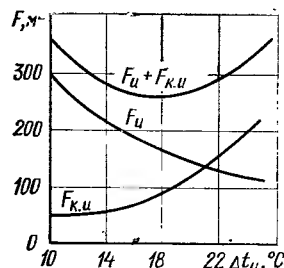


рис. 8.5. График для определения $\Delta t_{II}^{\text{опт}}$.

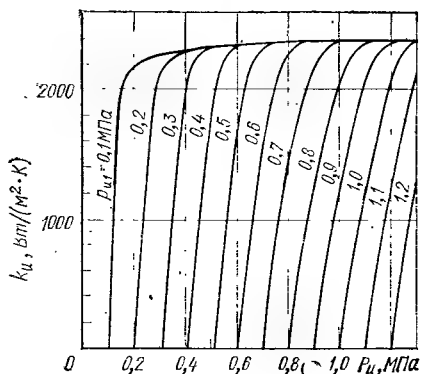


Рис. 8.6. Коэффициент теплопередачи k_H в вертикальном испарителе в зависимости от давлений греющего p_H и вторичного пара p_{H1} для предварительной расчетной оценки.

гревателям, а для оценочного предварительного расчета он может быть принят $k_{H, \text{вм}} \approx 4500 \div 5500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для окончательного расчета коэффициента теплопередачи в испарителе используется формула (8.7). При этом требуется предварительная оценка габаритных размеров его греющей секции, что можно осуществить, принимая $k_H \approx 2200 \div 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Расчет теплообмена в испарителях имеет свои особенности. Среднее значение коэффициента теплоотдачи α_1 от конденсирующегося пара к стенкам вертикальных труб греющей секции при ламинарном течении пленки конденсата следует вычислять по формуле, рекомендованной С. С. Кутателадзе:

$$\alpha_1 = 1,012 k_k \left(\frac{g}{v_k^2} \right)^{1/3} Re_k^{-1/3} \epsilon_r. \quad (8.29)$$

Здесь Re_k определяется по формуле (8.13); ϵ_r — поправка на шероховатость и на загрязнение внешней поверхности труб, принимается для испарителей в размере:

Частично окисленная неравномерно шероховатая поверхность	0,75
Поверхность под тонким слоем накипи	0,67
Сильно окисленная равномерно шероховатая поверхность	0,64

При смешанном течении пленки конденсата ($Re_k > 100$) для определения α_1 рекомендуется формула (8.16), где третий член $\epsilon = \epsilon_r$.

Теплоотдача от внутренней поверхности труб к кипящей воде в греющих секциях испарителей происходит в условиях вынужденного подъемного движения пароводяной смеси. Коэффициент теплоотдачи α_2 в этих условиях существенно зависит от скорости естественной циркуляции воды в трубах. Скорость циркуляции воды в контуре испарителя должна рассчитываться таким же методом, который принят для котлов с естественной циркуляцией согласно нормам.

Расчет проводится для номинальной нагрузки испарителя. В результате предварительного расчета должны быть оценены основные размеры испарителя: внутренний диаметр его корпуса, наружный диаметр греющей секций, количество, высота и внутренний диаметр труб греющей секции, высота уровня дренажа в греющей секции.

Контур циркуляции вертикального водотрубного испарителя (рис. 8.7) относится к простым контурам, в которых все звенья соединены последовательно. Опускной участок состоит из одного кольцевого канала, частично загороженного водоотводящими трубами с паропромывочного барботажного листа. Подъемный участок включает в себя пучок параллельно включенных труб греющей секции. Предполагается, что вода распределяется по этим трубам равномерно и условия гидродинамики в них одинаковы. Обогреваемый участок контура циркуляции занимает большую часть высоты труб греющей секции; выпадает лишь небольшой нижний участок, затопленный в междутрубном пространстве секции дренажем и поэтому в теплообмене не участвующий.

Ввиду того что имеющийся нормативный метод расчета естественной циркуляции пригоден лишь для

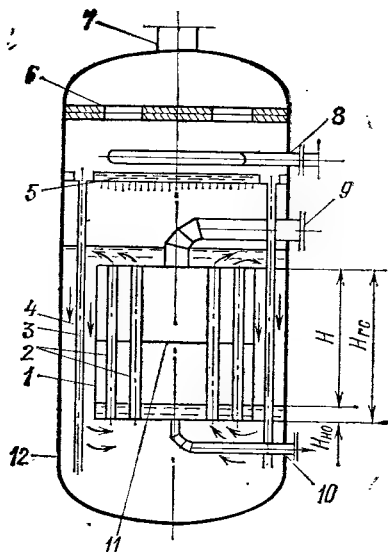


Рис. 8.7. Схема циркуляции воды в испарителе.

1 — греющая секция; 2 — обогреваемые трубы греющей секции; 3 — опускные трубы подачи воды с барботажного листа в нижнюю часть корпуса испарителя; 4 — опускной кольцевой проход для воды; 5 — барботажный дырчатый лист; 6 — жалюзийный сепаратор; 7 — отвод вторичного пара; 8 — подвод питательной воды в испаритель; 9 — подвод греющего пара; 10 — отвод дренажа из греющей секции; 11 — перегородка для пара внутри греющей секции; 12 — корпус испарителя.

котлов на рабочее давление выше 1 МПа, для испарителей, где давление вторичного пара обычно не превышает 0,3 МПа, приходится использовать упрощенный метод расчета. В качестве базовой скорости принимают скорость воды на входе в трубы греющей секции w_0 , м/с. Расчет циркуляции производится графоаналитически: задавая несколькими (обычно тремя) значениями скорости w_0 , определяют движущий напор подъемного участка и суммарное гидравлическое сопротивление контура циркуляции. Действительная скорость воды $w_{0,д}$ определяется графически (рис. 8.8) по точке пересечения графиков движущего напора $\Delta p_{дв}$, Па, и суммарного гидравлического сопротивления контура $\Sigma \Delta p$, включая потерю напора на приращение скорости по уравнению циркуляции

$$\Delta p_{дв} = \Sigma \Delta p + \frac{m w_0}{2 v_{ин}^3}. \quad (8.30)$$

Движущий напор при равномерной тепловой нагрузке по высоте труб

$$\Delta p_{дв} = \left[H_{гс} - \frac{w_0}{w_0 + m} (H_{гс} - H) - H \frac{w_0}{m} \ln \left(1 + \frac{m}{w_0} \right) \right] \frac{g}{v_{ин}^3}. \quad (8.31)$$

Здесь $H_{гс}$ и H — геометрическая и обогреваемая высоты труб греющей секции, м; $v_{ин}^3$ — удельный объем воды на линии насыщения при давлении вторичного пара, м³/кг. Прирост скорости среды m в результате парообразования в обогреваемых трубах, м/с, определяется по формуле $m = D_{и1} (v_{ин} - v_{ин}^3) / f$. Здесь $D_{и1}$ — производительность испарителя по вторичному пару, кг/с; $v_{ин}$ — удельный объем вторичного пара на линии насыщения, м³/кг; $f = \pi d_v^2 / 4$ — суммарное живое сечение труб греющей секции, м²; z — число труб в греющей секции; d_v — внутренний диаметр труб греющей секции.

Гидравлическое сопротивление контура циркуляции $\Sigma \Delta p$ складывается из потерь на трение в трубах греющей секции и в опускной кольцевой щели между корпусами испарителя и его греющей секции и местных потерь на входе и выходе труб и щели. Потери на трение, Па, определяются по формуле

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} l \rho w^2 / (2 d_s), \quad (8.32)$$

где l — длина участка, м; ρ — плотность среды, кг/м³; w — ее скорость, м/с; $\lambda_{тр} = 0,25 (\lg 3,7 d_s / w)^{-2}$; w — абсолютная шероховатость стенки канала, равная для труб из угле-

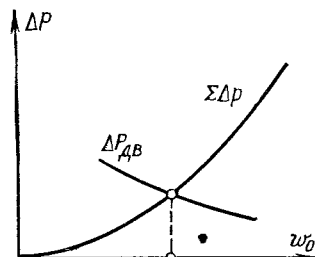


Рис. 8.8. График для определения скорости циркуляции в испарителе.

родистой и низколегированной стали 0,08 мм и из нержавеющей 0,01 мм. Местные потери оцениваются по формуле

$$\Delta p_m = \xi_m \rho \omega^2 / 2, \quad (8.33)$$

где ξ_m — коэффициент местного сопротивления, определяемый по таблицам.

Из труб греющей секции выходит пароводяная смесь. В связи с этим расчет гидравлических потерь в обогреваемых трубах и местных потерь на их выходе имеет свои особенности. Если пренебречь наличием коротких необогреваемого и экономайзерного участков, потери на трение в парогенерирующих трубах можно определить по формуле

$$\Delta p_{тр.г.с} = \lambda \frac{H_{г.с} \rho_{вн}^B \omega^2}{d_B 2} \left[1 + \bar{\psi} \bar{x} \left(1 - \frac{\rho_{вн}}{\rho_{вн}^B} \right) \right]. \quad (8.34)$$

Здесь $\bar{\psi} = 0,4 \div 1,5$ — коэффициент, учитывающий влияние структуры потока; $\bar{x} = w_{пр} / (2\omega_0)$ — среднее массовое паросодержание потока; $w_{пр} = D_{вн} v_{вн} / f$ — приведенная скорость пара на выходе из труб греющей секции, м/с; $\rho_{вн}$, $\rho_{вн}^B$ — плотность пара и воды на линии насыщения при вторичном давлении испарителя, кг/м³.

Местная потеря напора на выходе из труб греющей секции определяется по формуле

$$\Delta p_{вых.г.с} = \xi_{вых} \frac{\rho_{вн}^B \omega^2}{2} \left[1 + \bar{x} \left(1 - \frac{\rho_{вн}}{\rho_{вн}^B} \right) \right], \quad (8.35)$$

где $\xi_{вых} = 1,0$ — коэффициент местных потерь для выхода из труб. Необходимая для расчетов гидравлических потерь скорость воды в кольцевой щели определяется пересчетом; $w_{щ} = w_0 / f_{щ}$ ($f_{щ}$ — площадь проходного сечения щели, м²).

Анализ системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс теплообмена при кипении и вынужденном движении двухфазного

потока, позволил Л. С. Стерману предложить комплекс параметров, характеризующих теплообмен в этих условиях:

$$St = \frac{q}{r \rho_{вн} \omega_0} \left(\frac{\rho_{вн}}{\rho_{вн}^B} \right)^{1,45} \left(\frac{r}{c_B T_{вн}} \right)^{1/3}. \quad (8.36)$$

Здесь q — плотность теплового потока, Вт/м²; r — удельная теплота парообразования вторичного пара, кДж/кг; c_B — удельная теплоемкость жидкости при температуре насыщения, кДж/(кг·К); $T_{вн}$ — температура насыщения вторичного пара, К. Если $St \leq 0,4 \cdot 10^{-5}$, коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде можно определять по формуле (8.9) для однофазной среды. При $St > 0,4 \cdot 10^{-5}$ расчет производится с учетом кипения:

$$Nu_R = Nu \cdot 6150 St^{0,7}, \quad (8.37)$$

где Nu определяется по формуле (8.9).

Приведенные формулы справедливы для гладких неокисленных труб. Для поверхностей, покрытых оксидной пленкой, коэффициент теплоотдачи α_2 определяется по формуле

$$\alpha_2 = (1/\alpha_2' + R_{окс})^{-1}, \quad (8.38)$$

где α_2' — коэффициент теплоотдачи для чистой неокисленной поверхности; $R_{окс} = (0,4 \div 1,0) \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт.

8.3. Расчет термических деаэраторов

Главная задача расчета — определение размеров активной части аппарата, обеспечивающих удаление из раствора необходимого количества агрессивных газов (O₂, CO₂) и получение заданного качества деаэрации воды. Для струйных деаэраторов с дырчатыми тарелками расчет на массообмен дополняется расчетом подогрева воды. Методически наиболее корректно расчет на массообмен разработан применительно к пленочным деаэраторам с насадкой. Уравнения массообмена идентичны уравнениям теплообмена и могут быть

записаны в двойной форме: через площадь поверхности контакта фаз или через объем заполнителя. Первая форма записи более близка к уравнениям теплообмена, но применительно к расчету деаэраторов пленочного типа с заполнителем удобнее вторая форма записи:

$$G = K_V \Delta C_{cp} V_p. \quad (8.39)$$

Здесь G — количество подлежащего удалению газа в единицу времени, мкг/с; K_V — объемный коэффициент массоотдачи, мкг/(м³·с × мкг/кг) = кг/(м³·с); ΔC_{cp} — средний концентрационный напор, мкг/кг; V_p — расчетный объем заполнителя активной зоны деаэратора, м³. Окончательный объем заполнителя принимается с запасом в 20%.

Движущей силой процесса массообмена является разность концентрации подлежащего удалению газа в жидкой фазе (в растворе) и концентрации, соответствующей состоянию динамического равновесия. Колонки деаэраторов принято конструировать по принципу противотока, когда деаэрируемая вода движется сверху вниз, а греющий пар навстречу воде снизу вверх. В этом случае наибольшая разность концентраций $\Delta C_6 = C_1 - C_{2p}$ будет иметь место в верхней части, а наименьшая $\Delta C_m = C_2 - C_{1p}$ внизу колонки. Равновесные концентрации газа определяются по уравнению Генри $C_p = k_r p_r$, где k_r — коэффициент растворимости газа в воде, мкг/(кг·МПа) и p_r — парциальное

давление газа в парогазовой фазе деаэратора, МПа.

Работа термических деаэраторов воды существенно зависит от размера выпара (рис. 8.9), вентилирующего активную зону деаэратора и удаляющего из нее газы. Для нормальной работы деаэраторов относительный расход выпара должен составлять 1,5—2 кг/т деаэрируемой воды, а при наличии в исходной воде значительного количества свободной или связанной углекислоты (CO₂; NaHCO₃) расход выпара должен быть увеличен до 2—3 кг/т. В условиях нормального выпара равновесные концентрации удаляемого газа, соответствующие его парциальному давлению в паровой фазе внизу C_{1p} и вверху C_{2p} колонки, ничтожно малы и при расчетах ΔC_6 и ΔC_m ими можно пренебречь. В таком случае

$$\Delta C_{cp} = \frac{\Delta C_6 - \Delta C_m}{2,3 \lg (\Delta C_6 / \Delta C_m)} \frac{C_1 - C_2}{2,3 \lg (C_1 / C_2)}. \quad (8.40)$$

Здесь C_1 и C_2 — средние концентрации удаляемого газа (O₂, CO₂) в смеси поступающих потоков и в деаэрированной воде, установленные нормами, мкг/кг.

Количество газа, подлежащего удалению из раствора в единицу времени, может быть определено по формуле:

$$G = C_1 \Sigma D_i - C_2 D_{п.в}, \quad (8.41)$$

где ΣD_i — сумма расходов потоков воды, поступающих на водораспределитель деаэратора; $D_{п.в}$ — расход питательной воды, кг/с.

Основными геометрическими характеристиками пленочных деаэраторов с неупорядоченной насадкой являются удельная поверхность f , м²/м³ = м⁻¹, представляющая собой площадь геометрической поверхности элементов насадки в 1 м³ объема, заполненного ею, и относительный свободный объем V_c , или объем пустот в 1 м³ объема, заполненного насадкой. Для обычно применяющейся в пленочных деаэраторах насадки в виде омегаобраз-

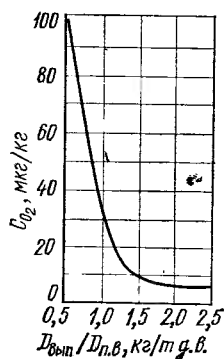


Рис. 8.9. Зависимость остаточной концентрации кислорода в питательной воде C_{O_2} от относительного расхода выпара $D_{\text{вып}}/D_{\text{п.в.}}$ для деаэратора струйного типа с дырчатыми тарелками повышенного давления производительностью 225 т/ч по данным ЦКТИ.

ных элементов размером $20 \times 20 \times 1$ мм с отверстиями $f=194 \text{ м}^{-1}$ и $V_c=0,92$.

В результате обобщения данных по десорбции кислорода в колонках деаэраторов с омегаобразной насадкой ВТИ получено следующее критериальное уравнение:

$$\text{Nu}'_{\text{ж}} = 2,09 \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} (\text{Pr}'_{\text{ж}})^{0,5} \text{Ga}^{-0,233} \quad (8.42)$$

Здесь

$$\text{Nu}'_{\text{ж}} = \left[\frac{v_{\text{ж}}^2}{(gf)} \right]^{1/3} K_V / D_{\text{ж}}$$

— диффузионный критерий Нуссельта; $\text{Re}_{\text{ж}} = \omega_{\text{ж}} d_{\text{ж}} / v_{\text{ж}}$ — критерий Рейнольдса для жидкостной пленки; $\text{Pr}'_{\text{ж}} = \nu_{\text{ж}} / D_{\text{ж}}$ — диффузионный критерий Прандтля; $\text{Ga} = gh^3 / v_{\text{ж}}^2$ — критерий Галилея; $\nu_{\text{ж}}$ — кинематическая вязкость жидкостной пленки, $\text{м}^2/\text{с}$; h — высота слоя насадки, м. Поскольку вода в верхней части слоя насадки достаточно быстро приобретает температуру насыщения при давлении в деаэраторе, индекс «ж» в формуле (8.42) можно отнести к воде на линии насыщения.

Эквивалентный диаметр жидкостной пленки $d_{\text{ж}}$, м, (рис. 8.10) определяется по формуле $d_{\text{ж}} = 4F_{\text{пл}} / P_{\text{пл}} = 4b\delta / b = 4\delta$, где $F_{\text{пл}}$ — площадь сечения пленки; $P_{\text{пл}}$ — смоченный периметр; δ — толщина пленки жидкости, м. В таком случае

$$\text{Re}_{\text{ж}} = 4\delta \omega_{\text{ж}} \gamma_{\text{ж}} / (g \mu_{\text{ж}}) = 4L / \mu_{\text{ж}},$$

где $L = \delta \omega_{\text{ж}} \gamma_{\text{ж}} / g$ — линейная плотность потока орошения насадки, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$, или количество воды, поступающей в единицу времени на 1 м периметра поверхности насадки.

Поскольку для неупорядоченной насадки непосредственно определить L затруднительно, пользуются ее выражением через поверхностную плотность потока орошения U , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ — количество жидкости, подаваемой в единицу времени на единицу $F_{\text{к}}$ площади поперечного сечения колонки деаэратора, м^2 : $U = \Sigma D_i / F_{\text{к}}$. Для деаэраторов плен-

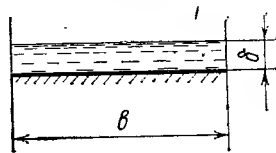


Рис. 8.10. Условное изображение жидкостной пленки, стекающей по поверхности насадки пленочных деаэраторов к определению критерия Рейнольдса:

δ — толщина слоя пленки, м; b — ширина произвольного участка поверхности насадки, м

ночного типа принимается $U = 15 \div 30 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Линейная плотность потока орошения $L = U/f$. Таким образом, окончательно

$$\text{Re}_{\text{ж}} = 4U / (f \mu_{\text{ж}}) = 4U / (f v_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}). \quad (8.43)$$

Коэффициент диффузии десорбируемого газа в воде $D_{\text{ж}}$, отнесенный к градиенту концентраций, $\text{мкг} \cdot \text{кг} \cdot \text{м}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мкг}) = \text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$, характеризует способность проникновения одного вещества в другое и численно равен количеству вещества, проходящего за единицу времени через единицу поверхности при градиенте концентраций, равном единице. Коэффициент определяется опытным путем и при температуре $t=20^\circ\text{C}$ для кислорода (O_2) $D_{\text{ж}20} = 2,08 \cdot 10^{-6} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$; для углекислоты (CO_2) $D_{\text{ж}20} = 1,78 \times 10^{-6} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$.

С ростом температуры воды коэффициент диффузии увеличивается:

$$D_{\text{ж}t} = D_{\text{ж}20} [1 + 0,02(t - 20)].$$

Из критериального уравнения (8.42) может быть получено выражение для объемного коэффициента массордачи кислорода в деаэрационных колонках пленочного

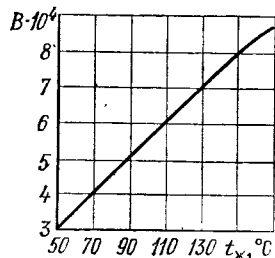


Рис. 8.11. График для определения коэффициента B в формуле (8.44).

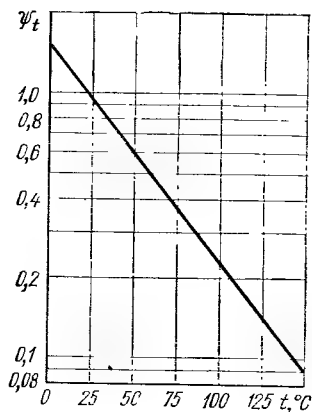


Рис. 8.12. Поправка ψ_t на температуру воды в формуле (8.45).

типа, заполненных омегаобразной насадкой с отверстиями ($f = 194 \text{ м}^{-1}$). При концентрациях растворенного кислорода в поступающих потоках воды $C_1 \leq 1000 \text{ мкг/кг}$ это выражение имеет вид:

$$K_v = 6,65 \cdot 10^3 B U^{0,8} h^{-0,7}. \quad (8.44)$$

Коэффициент $B = f(D_{ж}, v_{ж}, \rho_{ж})$ является функцией физических свойств воды и может быть определен с помощью графика (рис. 8.11). Требуемую высоту слоя насадки h для выражения (8.44) можно оценить по формуле

$$h = 0,395 \cdot 10^{-4} \psi_t U l g (C_1/C_2), \quad (8.45)$$

справедливой для насадки с омегаобразными элементами. Поправка на температуру воды ψ_t определяется по графику (рис. 8.12).

Характер течения жидкости в деаэраторах с насадкой изменяется в зависимости от плотности потока орошения и поверхностной плотности потока пара (на единицу площади сечения колонки). Увеличение плотности потока орошения (нагрузки) приводит к тому, что пленка жидкости покрывает все большую поверхность насадки и толщина слоя пленки растет. Увеличивается турбулизация пленки, свободный объем насадки заполняется эмульсией. Дальнейшее увеличение плотности потока пара приводит к накопле-

нию жидкости над насадкой и к обращенному ее движению. Наступает предельный режим, сопровождающийся гидравлическими ударами. Качество деаэрации воды резко ухудшается.

Предельные режимы скрубберов исследовались Н. М. Жаворонковым и получен соответствующий критерий. Аналогичные исследования плочных деаэраторов с насадкой выполнены ВТИ. При обработке опытных данных для деаэраторов с насадкой из омегаобразных элементов с отверстиями ВТИ (И. К. Гришук) получена следующая зависимость для предельных режимов:

$$Ж_{п.д} = 0,173 (1 - 1,025 A_{п.д}^{1/3})^3. \quad (8.46)$$

Здесь $Ж_{п.д} = Ж(\mu_{ж1}/\mu_{ж2})^{0,2}$ — модифицированный критерий Жаворонкова для предельно допустимой нагрузки; $\mu_{ж1}$ и $\mu_{ж2}$ — коэффициенты динамической вязкости смеси поступающих на водораспределитель потоков и деаэрированной воды, $\text{Н} \cdot \text{с/м}^2$; $Ж = \Delta p_{сyx} / (g \rho_{ж2})$. Сопротивление сухой (неорошаемой) насадки по пару, Н/м^3 (или Па/м), на 1 м высоты колонки при скорости пара перед насадкой $w_{п}$, м/с , соответствующей предельной нагрузке:

$$\Delta p_{сyx} = \frac{\mu_{п}^{0,2} (w_{п} g \rho_{п})^{1,8} f^{1,2}}{4,1 g \rho_{п}^{1/3} c}. \quad (8.47)$$

Здесь индекс «п» означает, что соответствующие теплофизические характеристики определяются для сухого насыщенного пара при давлении в деаэраторе. Скорость пара перед слоем насадки $w_{п} = D'_{д.п} v_{п} / F_{к}$.

Поступающий в деаэратор греющий пар из отбора турбины с расходом $D_{дт}$ может быть перегретым. Кроме того, в деаэратор могут поступать другие потоки пара (например, из уплотнений турбины) и горячие дренажи (например, из ПВД). Эти потоки подаются в нижнюю часть колонки деаэратора, горячий конденсат вскипает, т. е. частично превращается в сухой насыщенный пар. Поэтому скорость пара перед

насадкой $\omega_{\text{п}}$ следует вычислять по эквивалентному расходу сухого насыщенного пара $D'_{\text{д.п}}$ при давлении в деаэраторе, образующемуся в результате смешения этих горячих потоков до их контакта с более холодными потоками воды, поступающими на водораспределитель. Расход $D'_{\text{д.п}}$ можно определить из уравнения теплового баланса горячих потоков, поступающих в деаэратор (см. пример расчета).

В формуле (8.46) $A_{\text{п.д}}$ — безразмерный параметр орошения, для предельного режима

$$A_{\text{п.д}} = \frac{U_{\text{п.д}}^2 f}{\sqrt[3]{c_{\text{сп}}^2 \text{ж}2 \text{Re}_{\text{ж}2}^{0,3}}} \quad (8.48)$$

Индекс «ж2» относится к воде при температуре насыщения в деаэраторе, а критерий Рейнольдса определяется по формуле (8.43). Из формулы (8.46) определяется предельно допустимая плотность потока орошения насадки $U_{\text{п.д}}$, которая не должна превышать значение, принятое ранее при расчете деаэратора на массообмен по формулам (8.44) и (8.45).

Расчет деаэраторов струйного типа с дырчатыми тарелками проводится другим методом — поэтапно для каждого отсека между соседними тарелками, начиная с верхнего. При этом используются эмпирические зависимости, полученные ЦКТИ. Расчет является двухцелевым: определяются температура подогреваемой воды в каждом отсеке и соответствующее содержание в воде растворенного кислорода. Расчетные формулы не универсальны: их вид изменяется в зависимости от рабочего давления в деаэраторе и характера омывания паром струй воды (продольное, поперечное). Кроме того, имеются ограничения применимости формул по вертикальному расстоянию между соседними тарелками (по длине струй).

Для расчета температурного подогрева воды в струях, омываемых поперечным потоком пара, на базе полученного ЦКТИ критериального

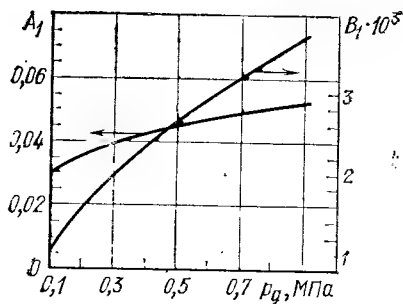


Рис. 8.13. Зависимость коэффициента A_1 в формуле (8.49) и коэффициента B_1 в формуле (8.50) от давления в деаэраторе.

уравнения предложена следующая расчетная формула:

$$\lg \frac{t_{\text{н}} - t_1}{t_{\text{н}} - t_2} = A_1 \frac{l}{d^{0,7}} \left(\frac{\omega_{\text{п}}}{\omega_{\text{ж}}} \right)^{0,3} \quad (8.49)$$

Здесь $t_{\text{н}}$ — температура насыщения при давлении в деаэраторе, °C; t_1 и t_2 — температуры воды соответственно на верхней и нижней тарелках рассматриваемого отсека; $\omega_{\text{п}}$ — скорость пара, м/с.

Формула (8.49), применима при давлении в деаэраторе 0,15—0,8 МПа, длине струй воды 0,18—0,5 м, диаметре отверстий в тарелках 0,005—0,007 м, скорости воды в отверстиях тарелки 0,4—1,2 м/с. Скорость истечения воды из отверстий в тарелках определяется по формуле $\omega_{\text{ж}} = \varphi \sqrt{2gh}$, где $\varphi \approx 0,97 \div 0,98$ — коэффициент скорости; $h = 0,05 \div 0,1$ м — высота уровня воды на тарелке. Коэффициент A_1 зависит от теплофизических свойств воды и пара и принимается по графику (рис. 8.13).

Аналогичным путем из соответствующего критериального уравнения была получена эмпирическая формула для расчета процесса удаления из воды растворенного кислорода в струйных деаэраторах с дырчатыми тарелками:

$$\lg \frac{C_1}{C_2} = B_1 \frac{l}{d^{0,7}} \left(\frac{\omega_{\text{п}}}{\omega_{\text{ж}}} \right)^{0,3} \left(\frac{D_1}{D_{\text{к}}} \right)^{0,5} \quad (8.50)$$

Здесь $D_{\text{к}}$ — расход пара, конденсирующегося в данном отсеке, кг/с;

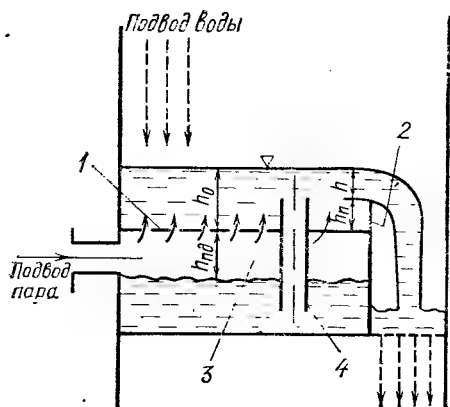


Рис. 8.14. Барботажное устройство деаэратора.

1 — дырчатый лист; 2 — водосливной порог; 3 — паровая подушка; 4 — трубка для вытеснения излишка воды из-под паровой подушки на дырчатый лист.

D_1 — расход воды через верхнюю тарелку отсека, кг/с; B_1 — коэффициент, зависящий от теплофизических свойств воды и пара, определяемый по графику (рис. 8.13). Остальные обозначения и границы применимости формулы (8.50) такие же как в формуле (8.49).

Переходим к рассмотрению методики расчета барботажных деаэраторов. Неотъемлемым элементом современных двухступенчатых струйно-барботажных деаэраторов является незатопляемый барботажный дырчатый лист в колонке (рис. 8.14). На первом этапе рассчитывается гидравлика барботажной тарелки. Гидродинамически устойчивая работа непровального барботажного листа с отверстиями или с барботажными щелями обеспечивается при отсутствии провала жидкости через отверстия в листе. Режим его работы определяется скоростью пара в отверстиях листа. При незначительной скорости пара вода полностью проваливается через отверстия: при ее увеличении на листе появляется слой жидкости. При этом через одни отверстия проходит пар, через другие протекает жидкость. Полное прекращение провала жидкости наступает при скорости пара в отвер-

стиях, называемой минимально необходимой, когда под листом образуется устойчивая паровая подушка.

Основным фактором, оказывающим влияние на значение минимально необходимой скорости пара, является его плотность $\rho_{п}$. Приблизленно минимально необходимая скорость пара, м/с, может быть оценена по формуле

$$w_{\min} \approx 20,6/\rho_{п}. \quad (8.51)$$

В соответствии с нормативными документами по проектированию деаэраторов расчетная скорость пара в отверстиях (или щелях) барботажного листа w_0 принимается в 2,5—4 раза больше минимально допустимой. Высота слоя воды над порогом водослива h_b , м, при отсутствии барботажа определяется по формуле

$$h_b \approx 0,7047 (q/\rho_{ж})^{2/3}, \quad (8.52)$$

где $q = D_b^{\text{срб}}/b$ — расход воды через 1 м ширины водослива, кг/(м·с); $\rho_{ж}$ — плотность воды при температуре насыщения в деаэраторе, кг/м³; b — ширина порога барботажной тарелки, м.

Далее определяется высота слоя воды на барботажной тарелке $h_0 = h_{п} + h_b$, где $h_{п}$ — высота порога барботажной тарелки (0,05—0,15 м). Высота паровой подушки под барботажным листом определяется по формуле

$$h_{пд} = 2 \sqrt[3]{\frac{\sigma^2}{g^2(\rho_{ж} - \rho_{п})^2 d}} + \zeta \frac{w_0^2 \rho_{п}}{2g(\rho_{ж} - \rho_{п})}. \quad (8.53)$$

Здесь σ — поверхностное натяжение воды на линии насыщения, Н/м; d — диаметр отверстий в барботажной тарелке (или ширина щелей для прохода пара), м; $\zeta = 1,8$ — коэффициент гидравлического сопротивления дырчатого листа; $\rho_{п}$ — плотность пара на линии насыщения, кг/м³. Высота динамического слоя жидкости на барботажной тарелке, т. е. слоя, который остался бы на барботажном листе после разрушения

двухфазного потока, определяется по формуле

$$h_d = (0,8 \div 0,117 \rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2) h_0. \quad (8.54)$$

Здесь $\omega_{\text{п}}$ — приведенная скорость пара, т. е. отнесенная к площади рабочей части барботажного листа $F_{\text{барб, раб}}$, м^2 :

$$\omega_{\text{п}} = D_{\text{п}}^{\text{барб}} v_{\text{п}} / F_{\text{барб}}. \quad (8.55)$$

Коэффициент массоотдачи для кислорода на непроточной барботажной тарелке k_F , $\text{мкг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мкг}/\text{кг}) = \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, определяется ЦКТИ только для деаэрации под вакуумом. Из критериального уравнения была получена следующая расчетная формула

$$k_F = 367 \omega_{\text{ж}} \left(\frac{\rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2 d}{\sigma} \right)^{0,33}. \quad (8.56)$$

Скорость течения воды по барботажному листу $\omega_{\text{ж}} = q / (h_d \rho_{\text{ж}})$. После этого может быть найдена необходимая рабочая площадь барботажного листа, м^2 :

$$F_{\text{барб}} = G / (k_F \Delta C_{\text{ср}}). \quad (8.57)$$

Количество удаляемого газа $G = (C_{\text{б}_1} - C_{\text{б}_2}) D_{\text{п.в}}$, а величина $\Delta C_{\text{ср}}$ определяется по формуле (8.40).

На рис. 8.15 иллюстрируется эффективность парового барботажа в деаэраторах. Исследования подтвердили высокую эффективность барботажных устройств в части удаления свободной углекислоты и термического разложения бикарбоната

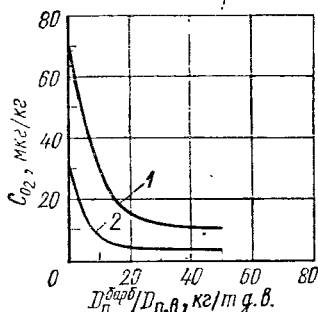


Рис. 8.15. Зависимость остаточной концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде от относительного расхода пара на барботаж для деаэраторов атмосферного (1) и повышенного (2) давлений.

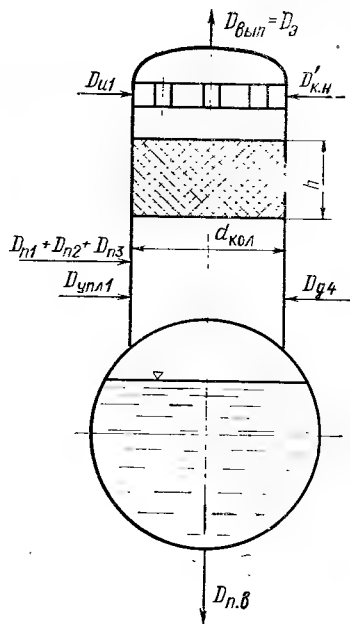


Рис. 8.16. Схематическое изображение пленочного деаэратора и основных потоков воды и пара, поступающих и выходящих из него, к примеру расчета.

$D'_{\text{у.н}}$ — основной конденсат; $D_{\text{д}_1}$ — дистиллят из конденсатора испарителя; $D_{\text{д}_4}$ — греющий пар из четвертого отбора турбины; $D_{\text{у.п}_1}$ — пар из уплотнений турбины; $D_{\text{д}_1} + D_{\text{д}_2} + D_{\text{д}_3}$ — дренаж из ПВД; $D_{\text{вып}}$ — выпар деаэратора; $D_{\text{п.в}}$ — вода к питательному насосу.

натрия. Оптимальный относительный расход пара на барботаж должен составлять для деаэраторов атмосферного давления около 20 $\text{кг}/\text{т}$ и для деаэраторов повышенного давления 14 $\text{кг}/\text{т}$. При повышенной начальной бикарбонатной щелочности воды 0,2—0,45 $\text{мг-экв}/\text{кг}$ относительный расход пара на барботаж должен быть увеличен до 25—30 $\text{кг}/\text{т}$.

Пример расчета деаэратора пленочного типа. Исходные данные для расчета взяты из примера расчета тепловой схемы блока К-500-240, приведенного в § 5.4. Основные потоки воды и пара, поступающие в деаэратор и выходящие из него, указаны на рис. 8.16. Ниже приводятся основные параметры потоков:

$D_{\text{д}_4} = 11 \text{ кг}/\text{с}$, $i_4 = 3180 \text{ кДж}/\text{кг}$;
 $D_{\text{у.п}_1} = 4,29 \text{ кг}/\text{с}$, $i_0 = 3320 \text{ кДж}/\text{кг}$;

$$\begin{aligned}
 D_{п1} + D_{п2} + D_{п3} &= 82,1 \text{ кг/с, } i_{вздр}^{в} = \\
 &= 766 \text{ кДж/кг; } D_{вып} = D_3 = 2,58 \text{ кг/с, } \\
 i_{д.н} &= 2768,4 \text{ кДж/кг, } p_{д} = 0,8 \text{ МПа; } \\
 D'_{к.н} &= 340,8 \text{ кг/с, } i_{п5}^{в} = 633,2 \text{ кДж/кг, } \\
 C'_{O_{2.н}} &= 100 \text{ мкг/кг; } D_{ш1} = 8,58 \text{ кг/с, } \\
 i_{ш1н}^{в} &= 576,2 \text{ кДж/кг, } C_{O_{2.ш1}} = 50 \text{ мкг/кг; } \\
 D_{п.в} &= 444,19 \text{ кг/с, } i_{д.н}^{в} = 720,9 \text{ кДж/кг, } \\
 t_{д.н} &= 170,4^\circ\text{C, } C_{O_2} = 10 \text{ мкг/кг.}
 \end{aligned}$$

При рассмотрении теплового баланса деаэратора принимается следующая условная картина процесса: на водораспределитель поступают и там перемешиваются, приобретая среднюю температуру t_1 , лишь два более холодных потока с расходом $D'_{к.н}$ и $D_{п1}$. Все остальные потоки (греющего пара $D_{д4}$, пара из уплотнений $D_{упл1}$ и дренажа $D_{п1} + D_{п2} + D_{п3}$) поступают в деаэратор ниже его активной зоны и перемешиваются. В результате поступающие потоки пара с расходами $D_{д4}$ и $D_{упл1}$ теряют свое тепло перегрева, которое расходуется на генерацию дополнительного количества сухого насыщенного пара из конденсата греющего пара ПВД; конденсат, поступающий в деаэратор, частично вскипает с образованием сухого насыщенного пара. В результате ниже активной зоны образуется насыщенный пар с расходом $D'_{д.н}$ и вода с расходом $D'_{д.в}$. Эти преобразования учитываются нижеследующими уравнениями. Расход воды на водораспределителе $D_1 = D_{ш1} + D'_{к.н} = 349,38 \text{ кг/с}$. Ее удельная энтальпия

$$\begin{aligned}
 i_{п1}^{в} &= \frac{D_{ш1} i_{ш1н}^{в} + D'_{к.н} i_{п5}^{в}}{D_1} = \\
 &= \frac{8,58 \cdot 576,2 + 340,8 \cdot 633,2}{349,38} = \\
 &= 631,8 \text{ кДж/кг, } t_1 = 149,8^\circ\text{C.}
 \end{aligned}$$

Уравнение материального баланса горячих потоков

$$\begin{aligned}
 D'_{д.п} + D'_{д.в} &= D_{д4} + D_{упл1} + D_{п1} + D_{п2} + \\
 &+ D_{п3} = 11 + 4,29 + 82,1 = 97,39 \text{ кг/с.}
 \end{aligned}$$

Уравнение теплового баланса

$$\begin{aligned}
 D_{д4} i_{д4} + D_{упл1} i_{о} + (D_{п1} + D_{п2} + D_{п3}) i_{з1р} &= \\
 &= D'_{д.п} i_{д.н}^{в} + D'_{д.в} i_{д.н}^{в},
 \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}
 11 \cdot 3180 + 4,29 \cdot 3320 + 82,1 \cdot 766 &= \\
 &= D'_{д.п} \cdot 2768,4 + D'_{д.в} \cdot 720,9;
 \end{aligned}$$

отсюда $D'_{д.в} = 76,92 \text{ кг/с, } D'_{д.п} = 20,77 \text{ кг/с}$.

Для вентиляции колонки деаэратора специальной линии выпара не предусмотрено. Колонка вентилируется путем отвода пара из ее верхней части к паровому эжектору конденсатора турбины. Относительный расход пара

$$\begin{aligned}
 D_{вып}/D_{п.в} &= D_3/D_{п.в} = 2,58 \cdot 10^3 / 444,19 = \\
 &= 5,8 \text{ кг/т,}
 \end{aligned}$$

что вполне достаточно для вентиляции колонки деаэратора.

Определяем среднюю концентрацию растворенного кислорода в смеси поступающих на водораспределитель потоков воды:

$$\begin{aligned}
 C_1 &= \frac{D'_{к.н} C'_{O_{2.к.н}} + D_{ш1} C_{O_{2.ш1}}}{D_1} = \\
 &= \frac{340,8 \cdot 100 + 8,58 \cdot 50}{349,38} = 98,8 \text{ мкг/кг}
 \end{aligned}$$

В соответствии с Правилами технической эксплуатации электростанций и сетей содержание растворенного кислорода в питательной воде котла сверхкритических параметров C_2 должно быть равно 10 мкг/кг. Средний концентрационный напор в деаэраторе

$$\begin{aligned}
 \Delta C_{ср} &= \frac{C_1 - C_2}{2,3 \lg(C_1/C_2)} = \frac{98,8 - 10}{2,3 \lg(98,8/10)} = \\
 &= 38,8 \text{ мкг/кг.}
 \end{aligned}$$

Определим количество кислорода, которое необходимо удалить из раствора в единицу времени:

$$\begin{aligned}
 G &= D'_{к.н} C'_{O_{2.к.н}} + D_{ш1} C_{O_{2.ш1}} - D_{п.в} C_{O_2} = \\
 &= 340,8 \cdot 100 + 8,58 \cdot 50 - 444,19 \cdot 10 = \\
 &= 30888,1 \text{ мкг/с.}
 \end{aligned}$$

Для расчета объемного коэффициента массоотдачи кислорода в деаэрационной колонке пленочного типа, заполненной омегаобразной насадкой с отверстиями, по формуле (8.44) надо предварительно по рис. 8.11 определить коэффициент B . При температуре насыщения в деаэраторе $t_{д.н} = 170,4^\circ\text{C}$ $B = 8,7 \cdot 10^{-4}$.

Высота слоя насадки предварительно оценивается по формуле (8.45), причем поправка на температуру воды по рис. 8.12 $\psi_t = 0,062$. Приняв плотность потока орошения $U = 20 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$, получим:

$$\begin{aligned}
 h &\approx \psi_t 0,395 \cdot 10^{-4} U \lg(C_1/C_2) = \\
 &= 0,062 \cdot 0,395 \cdot 10^{-4} \cdot 20 \lg(98,8/10) = \\
 &= 0,175 \text{ м.}
 \end{aligned}$$

Коэффициент массоотдачи

$$\begin{aligned}
 K_v &= 6,65 \cdot 10^3 B U^{0,8} h^{-0,7} = \\
 &= 6,65 \cdot 10^3 \cdot 8,7 \cdot 10^{-4} \cdot 20^{0,8} \cdot 0,175^{-0,7} = \\
 &= 215,2 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.
 \end{aligned}$$

Необходимый объем насадки

$$\begin{aligned}
 V &= 1,2 \frac{G}{\Delta C_{ср} K_v} = 1,2 \frac{30888,1}{38,8 \cdot 215,2} = \\
 &= 4,44 \text{ м}^3.
 \end{aligned}$$

Необходимую площадь колонки в плане находим по принятому значению плотности потока орошения:

$$F_k = D_1/U = 349,38/20 = 17,47 \text{ м}^2.$$

В таком случае необходимая высота колонки

$$h = V/F_k = 4,44/17,47 = 0,254 \text{ м,}$$

что близко к полученному при оценке значению. Если принять диаметр колонки максимально равным $d_{\text{кол}}=2,4$ м, тогда необходимое количество колонок

$$i = \frac{4F_{\text{к}}}{\pi d_{\text{кол}}^2} = \frac{4 \cdot 17,47}{\pi \cdot 2,4^2} = 3,86 \approx 4.$$

Таким образом, при использовании на блоках К-500-240 деаэраторов пленочного типа потребуется установка четырех колонок.

Необходима проверка колонки деаэратора на предельный режим. Для поступающего из водораспределителя суммарного потока воды расходом $D_1=349,38$ кг/с с температурой $t_1=149,8^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{ж}1}=917,4$ кг/м³, $\mu_{\text{ж}1}=1,864 \cdot 10^{-4}$ кг/(м·с), $\nu_{\text{ж}1}=0,203 \times 10^{-6}$ м²/с. При давлении в деаэраторе $p_{\text{д}}=0,8$ МПа и температуре $t_2=t_{\text{д.н}}=170,4^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{ж}2}=897,7$ кг/м³, $\mu_{\text{ж}2}=1,628 \times 10^{-4}$ кг/(м·с), $\nu_{\text{ж}2}=0,181 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Для сухого насыщенного пара при давлении 0,8 МПа $v_{\text{п}}=0,245$ м³/кг, $\rho_{\text{п}}=4,0816$ кг/м³ и $\mu_{\text{п}}=0,1472 \cdot 10^{-4}$ кг/(м·с). Скорость пара перед насадкой

$$w_{\text{п}} = \frac{D'_{\text{д.п}} v_{\text{п}}}{F_{\text{к}}} = \frac{20,47 \cdot 0,245}{17,47} = 0,287 \text{ м/с.}$$

При удельной поверхности насадки $f=194$ м⁻¹ и относительном свободном объеме $V_{\text{с}}=0,92$ сопротивление единицы высоты сухой (неорошаемой) насадки по пару

$$\Delta p_{\text{сух}} = \frac{\rho_{\text{п}}^{0,2} (w_{\text{гп}})^{1,8} f^{1,2}}{4,1 g_{\text{п}} \tilde{V}_{\text{с}}^3} =$$

$$(0,1472 \cdot 10^{-4})^{0,2} (0,287 \cdot 9,81 \times$$

$$\times 4,0816)^{1,8} 194^{1,2}$$

$$= \frac{\quad}{4,1 \cdot 9,81 \cdot 4,0816 \cdot 0,92^3} =$$

$$= 37,5 \text{ Па/м;}$$

отсюда

$$Ж = \Delta p_{\text{сух}} / (g_{\text{п}2}) =$$

$$= 37,5 / (9,81 \cdot 897,7) = 0,004258.$$

Модифицированный критерий Жаворонкова

$$Ж_{\text{п.д}} = Ж (\mu_{\text{ж}1} / \mu_{\text{ж}2})^{0,2} =$$

$$= 0,004258 (1,864 / 1,628)^{0,2} = 0,004375.$$

В соответствии с формулой ВТИ

$$Ж_{\text{п.д}} = 0,173 (1 - 1,025 A)^3;$$

отсюда

$$A = \frac{1}{1,025} \left[1 - \left(\frac{Ж_{\text{п.д}}}{0,173} \right)^{1/3} \right] =$$

$$= \frac{1}{1,025} \left[1 - \left(\frac{0,004375}{0,173} \right)^{1/3} \right] = 0,6893.$$

Критерий Рейнольдса для жидкости при ее стекании по насадке

$$Re_{\text{ж}2} = \frac{4U_{\text{п.д}}}{\nu_{\text{ж}2} \rho_{\text{ж}2}} = \frac{4U_{\text{п.д}}}{194 \cdot 0,1814 \cdot 10^{-6} \cdot 897,7} =$$

$$= 126,6 U_{\text{п.д}}$$

Безразмерный параметр орошения

$$A = \left(\frac{U_{\text{п.д}}^2 f}{\tilde{V}_{\text{с}}^3 g_{\text{п}2}^2 Re_{\text{ж}2}^{0,3}} \right)^{1/3} =$$

$$= \left(\frac{U_{\text{п.д}}^2 \cdot 194}{(0,92^3 \cdot 9,81 \cdot 897,7^2 (126,6 U_{\text{п.д}})^{0,3})} \right)^{1/3} =$$

$$= 0,09035 U_{\text{п.д}}^{0,5667}.$$

Приравнявая, получаем равенство

$$A = 0,6893 = 0,09035 U_{\text{п.д}}^{0,5667};$$

отсюда $U_{\text{п.д}} = 36,075$ кг/(м²·с).

Таким образом, значение $U = 20$ кг/(м²·с) существенно меньше предельно допустимого и полученные в расчете размеры колонки деаэратора могут быть приняты.

Пример расчета двухступенчатого струйно-барботажного деаэратора. Исходные данные для расчета те же. Эскиз проектируемого деаэратора изображен на рис. 3.14. Примем диаметр отверстий в днище тарелки $d=0,005$ м, расстояние по вертикали между тарелками $l=0,4$ м и высоту подпора воды на тарелке при расчетной нагрузке $h=0,05$ м. Для сухого насыщенного пара при $p=0,8$ МПа и $t_{\text{п}}=170,4^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{п}}=4,085$ кг/м³, $v_{\text{п}}=0,245$ м³/кг и $i_{\text{д.н}}=2768,4$ кДж/кг; для воды при $t_1=149,8^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{ж}1}=917,4$ кг/м³, $v_{\text{ж}1}=0,00109$ м³/кг, $i_{\text{п}1}=631,8$ кДж/кг; для воды при $t_{\text{п}}=170,4^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{ж.н}}=897,7$ кг/м³ и $v_{\text{ж.н}}=0,001114$ м³/кг.

Скорость истечения воды из отверстий в днище тарелки

$$w_{\text{ж}} = \varphi \sqrt{2gh} = 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,05} =$$

$$= 0,842 \text{ м/с.}$$

Необходимое число отверстий в днище тарелки

$$n = \frac{4D_1 v_{\text{ж}1}}{\pi d^2 w_{\text{ж}}} = \frac{4 \cdot 349,39 \cdot 0,00109}{\pi \cdot 0,005^2 \cdot 0,842} =$$

$$= 23 \text{ 048 шт.}$$

При шахматном расположении отверстий с шагом

$$s_1=s_2=1,5d=1,5 \cdot 0,005=0,0075 \text{ м}$$

необходима площадь тарелки для размещения одного отверстия (рис. 8.17)

$$f_{\text{тар}} = s_1 s_2 / 2 = 0,0075^2 / 2 =$$

$$= 2,81 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Необходимая площадь тарелки под все отверстия

$$F_{\text{тар}} = n f_{\text{тар}} = 23 \text{ 048} \cdot 2,81 \cdot 10^{-5} =$$

$$= 0,648 \text{ м}^2.$$

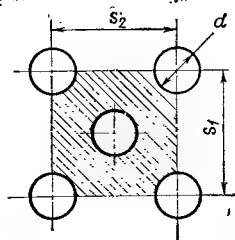


Рис. 8.17. Шахматное расположение отверстий в днище тарелки струйного отсека деаэратора.

Если принять наружный диаметр размещения отверстий в тарелке $d_1=2$ м, то необходимый внутренний диаметр размещения отверстий

$$d_2 = \sqrt{d_1^2 - 4/\pi F_{\text{тар}}} = \sqrt{2^2 - 4/\pi \cdot 0,648} = 1,782 \text{ м.}$$

В предположении поперечного омывания паром струй воды площадь живого сечения для прохода пара по внутренней границе струйного отсека

$$F_2 = \pi d_2 \frac{s_1 - d}{s_1} l = \pi \cdot 1,782 \frac{0,0075 - 0,005}{0,0075} 0,4 = 0,746 \text{ м}^2$$

и по внешней границе

$$F_1 = \pi d_1 \frac{s_1 - d}{s_1} l = \pi \cdot 2 \frac{0,0075 - 0,005}{0,0075} 0,4 = 0,837 \text{ м}^2.$$

Полагая, что греющий пар в основном конденсируется в струйном отсеке, принимаем расход поступающего в струйный отсек греющего пара (в пересчете на сухой насыщенный) $D'_{\text{п.д}}=20,47$ кг/с. Расход пара на выходе из струйного отсека в этом случае равен расходу выпара или, что то же, расходу пара на эжектор $D_3=2,58$ кг/с. Соответственно этому скорость пара на входе в струйный отсек

$$w_1 = D'_{\text{п.д}} v_{\text{п}} / F_2 = 20,47 \cdot 0,245 / 0,746 = 6,72 \text{ м/с,}$$

а на выходе

$$w_2 = D_3 v_{\text{п}} / F_1 = 2,58 \cdot 0,245 / 0,837 = 0,76 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость пара в струйном отсеке

секе

$$w_{\text{п}} = (w_1 + w_2) / 2 = (6,72 + 0,76) / 2 = 3,74 \text{ м/с.}$$

Температурный подогрев воды в струйном отсеке рассчитывается по формуле (8.49). Коэффициент A_1 , зависящий от теплофизических свойств воды и пара, опре-

деляется по графику на рис. 8.13: $A_1=0,051$. В таком случае

$$\lg \frac{170,4 - 149,8}{170,4 - t_2} = 0,051 \frac{0,4}{0,005^{0,7}} \left(\frac{3,74}{0,842} \right)^{0,3} = 1,392,$$

откуда $t_2=169,4^\circ\text{C}$; $i_{\text{п}2}=716,8$ кДж/кг. Расход конденсирующегося в струйном отсеке пара

$$D_{\text{конд}} = D_1 \frac{i_{\text{п}2} - i_{\text{п}1} \gamma_{\text{п}}}{i_{\text{п}2} - i_{\text{п}1} \gamma_{\text{п}} - i_{\text{п}2}} = 349,38 \frac{716,8 - 631,8 \cdot 0,98}{2768,4 - 0,98 - 716,8} = 17,08 \text{ кг/с.}$$

Для расчета массообмена в струйном отсеке используется формула (8.50). Коэффициент B_1 определяется по графику на рис. 8.13: $B_1=3,42 \cdot 10^{-3}$. В таком случае

$$\lg \frac{C_1}{C_2} = 3,42 \cdot 10^{-3} \frac{0,4}{0,005^{0,7}} \times \left(\frac{3,74}{0,842} \right)^{0,3} \left(\frac{349,38}{17,08} \right)^{0,5} = 0,392,$$

при $C_1=98,8$ мкг/кг $C_2=40,06$ мкг/кг. Как видно, деаэрация воды в струйном отсеке является далеко неполной. В качестве второй ступени деаэрации здесь используется паровой барботаж через дырчатый лист (рис. 8.18). Под барботажную тарелку поступает только поток греющего пара с расходом $D_{\text{д}4} = D_{\text{п}}^{\text{барб}} = 11$ кг/с. Общий расход воды через барботажную тарелку $D_{\text{в}}^{\text{барб}} = D_1 + D_{\text{конд}} + D'_{\text{дв}} = 349,38 + 17,08 + 76,92 = 443,38$ кг/с;

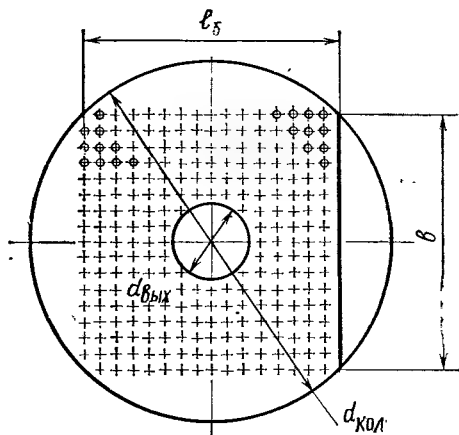


Рис. 8.18. Вид сверху на барботажную тарелку деаэратора.

b — ширина порога водослива; $d_{\text{вых}}$ — диаметр отверстия для перепуска части пара в обход барботажной тарелки; l_6 — длина барботажной области.

относительный расход пара на барботаж

$$D_{\Pi}^{\text{барб}}/D_{\text{В}}^{\text{барб}} = 11 \cdot 10^3/443,38 = \\ = 24,8 \text{ кг/т д. в.,}$$

что вполне достаточно (рекомендуется 15 кг/т д. в.). Принимаем высоту порога барботажной тарелки $h_{\Pi}=0,1$ м и ширину $b=2$ м. Диаметр колонки $d_{\text{кол}}=3,4$ м. Содержание в воде растворенного кислорода на входе в барботажный отсек $C_1=40,06$ мкг/кг, на выходе (по нормам) $C_2=10$ мкг/кг. Температура воды на входе в барботажный отсек $t_1=169,4^\circ\text{C}$ и на выходе $t_2=170,4^\circ\text{C}$. Средняя температура воды на барботажной тарелке $t_{\text{ср}}=169,9^\circ\text{C}$.

Расход воды через 1 м ширины водослива барботажной тарелки

$$q = D_{\text{В}}^{\text{барб}}/b = 443,38/2 = 221,7 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}.$$

Высота слоя воды над порогом водослива по формуле (8.52)

$$h_{\text{в}} = 0,7047 \sqrt[3]{(q/\rho_{\text{ж}})^2} = \\ = 0,7047 \sqrt[3]{(221,7/897,7)^2} = 0,277 \text{ м.}$$

Глубина слоя воды на барботажной тарелке $h_{\text{т}}=h_{\Pi}+h_{\text{в}}=0,377$ м. Минимально необходимая скорость пара в отверстиях барботажной тарелки по формуле (8.51)

$$w_{\text{мин}} \approx 20,6/\sqrt{\rho_{\Pi}} = 20,6/\sqrt{4,0816} = \\ = 10,2 \text{ м/с.}$$

Расчетную скорость пара в отверстиях барботажного листа принимаем в размере $w_0=3,5w_{\text{мин}}=3,5 \cdot 10,2=35,7$ м/с.

Живое сечение для прохода пара в барботажном листе

$$F_{\text{отв}} = D_{\Pi}^{\text{барб}} w_{\Pi}/w_0 = 11 \cdot 0,245/35,7 = \\ = 0,0755 \text{ м}^2.$$

При диаметре отверстий для барботажа $d=0,005$ м необходимое число отверстий

$$N = F_{\text{отв}}/(0,785d^2) = \\ = 0,0755/(0,785 \cdot 0,005^2) = 3850.$$

При коэффициенте гидравлического сопротивления дырчатого барботажного листа $\xi=1,8$ и при поверхностном натяжении воды на линии насыщения при $t=170,4^\circ\text{C}$ $\sigma=0,04445$ Н/м, (или кг/с²) высота паровой подушки под барботажным листом по формуле (8.53)

$$h_{\text{п.л}} = 2 \sqrt[3]{\frac{0,04445^2}{9,81^2(897,7 - 4,085)^2 \cdot 0,005}} + \\ + 1,8 \frac{35,7^2 \cdot 4,085}{2 \cdot 9,81(897,7 - 4,085)} = \\ = 0,003 + 0,535 = 0,538 \text{ м.}$$

Размеры барботажной области выбираются с учетом двух условий: обеспечения необходимого качества деаэрации воды в соответствии с уравнением массопередачи (8.57) и недопущения инжекционного режима, когда пар, выходящий из отверстий, захватывает всю жидкость и уносит ее в виде брызг; для этого высота динамического слоя воды $h_{\text{д}}$ по формуле (8.54) не должна быть равной нулю и, тем более, отрицательной.

Примем следующую последовательность проектирования: зададимся размерами барботажной области (см. рис. 8.18) и определим для нее приведенную скорость пара. Ширину барботажной области целесообразно принять равной ширине порога водослива $b=2$ м. При квадратной форме области ее длина $l_{\text{б}}=b=2$ м. Вычитая площадь пароперепускного патрубка $d_{\text{вых}}=0,45$ м, получаем площадь барботажной области:

$$F_{\text{барб}} = bl_{\text{б}} - \pi/4 d_{\text{вых}}^2 = 2 \cdot 2 - 0,785 \cdot 0,45^2 = \\ = 3,841 \text{ м}^2.$$

Приведенная скорость пара

$$w_{\Pi} = D_{\Pi}^{\text{барб}}/F_{\text{барб}} = 11 \cdot 0,245/3,841 = \\ = 0,7 \text{ м/с.}$$

Проверим высоту динамического слоя жидкости на барботажной тарелке:

$$h_{\text{д}} = (0,8 - 0,117 \rho_{\Pi} w_{\Pi}^2) h_0 = \\ = (0,8 - 0,117 \cdot 4,085 \cdot 0,7^2) \cdot 0,377 = \\ = 0,213 \text{ м.}$$

Теперь определим необходимую площадь барботажной области по условию массообмена. Количество удаляемого из раствора в единицу времени кислорода

$$G = D_{\text{В}}^{\text{барб}} (C_1 - C_2) = 443,38 (40,06 - 10) = \\ = 13\,300 \text{ мкг/с.}$$

Скорость течения воды на барботажном листе

$$w_{\text{ж}} \approx q/(h_{\text{д}} \rho_{\text{ж}}) = 221,7/(0,213 \cdot 897,7) = \\ = 1,15 \text{ м/с.}$$

Коэффициент массоотдачи на барботажной тарелке по формуле (8.56)

$$k_{\text{Г}} = 367 \cdot 1,15 (4,085 \cdot 0,7^2 \times \\ \times 0,005/0,04445)^{0,33} = 257 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Средний концентрационный напор

$$\Delta C_{\text{ср}} = \frac{C_1 - C_2}{2,3 \lg(C_1/C_2)} = \\ = \frac{40,06 - 10}{2,3 \lg(40,06/10)} = 21,7 \text{ мкг/кг.}$$

Необходимая площадь барботажной области

$$F_{\text{барб}} = G/(k_{\text{Г}} \Delta C_{\text{ср}}) = 13\,300/(257 \times \\ \times 21,7) = 2,38 \text{ м}^2.$$

Как видно, необходимая площадь барботажной тарелки по условию массопередачи меньше, чем принятая предварительно и допустимая по условию динамического слоя жидкости.

ТРУБОПРОВОДЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

9.1. Категории, сортамент и материал трубопроводов

Трубопроводы в соответствии с Правилами Госгортехнадзора подразделяются на четыре категории в порядке убывающих параметров. Трубопроводы перегретого пара первой категории изготавливаются из бесшовных высококачественных стальных труб по особым техническим условиям. Трубопроводы остальных категорий можно изготовлять из стандартных бесшовных и сварных труб. Вышеуказанные трубопроводы изготовляют из сталей различных классов: аустенитных высоколегированных (хромоникелевых), ферритно-перлитных (хромистых), перлитных низколегированных (хромомолибденовых и хромомолибденованадиевых), углеродистых. Легирующие добавки в аустенитных сталях составляют до 30% их массы, в хромистых 10—12%, в перлитных—около 2—4%. Легирующие элементы при маркировке стали обозначаются буквами: Х—хром, М—молибден, Ф—ванадий, Н—никель, Т—титан, В—вольфрам, Р—бор, Б—ниобий, Ю—алюминий, С—кремний, Г—марганец (если содержание последних двух превышает обычные технологические нормы). Цифры содержания углерода в стали в сотых долях процента проставляются впереди, а при содержании легирующего элемента более 1% за буквенным обозначением проставляется его цифровое значение. Ниже приводятся значения предельной температуры среды для паропроводов, выполненных из стали различных марок:

Марка стали	Класс стали	Предельная температура, °С
20	Углеродистая	450
15ГС	Кремнемарганцовистая*	450

12МХ	Перлитная низколегированная	530
15ХМ	То же	545
12Х1МФ, 15Х1М1Ф	" "	570
12Х12В2МФ	Высокохромистая ферритно-мартенситная	610
10Х14Н18В2БР	Аустенитная	650

* Применяется главным образом для питательных трубопроводов.

При выборе трубопроводов пользуются понятиями рабочего, условного и пробного давлений.

Рабочим давлением называется наивысшее давление, при котором допускается работа трубопровода и его деталей при рабочей температуре среды, его значение, МПа, определяется по формуле

$$p_{\text{раб}} = \frac{2(s - c) \varphi \sigma_{\text{доп}}}{d_n - (s - c)}, \quad (9.1)$$

где $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение, применяемое для стали соответствующей марки в зависимости от расчетной температуры, МПа; d_n — наружный диаметр трубы, мм; s и c — толщина стенки трубы и минусовой допуск на ее изготовление соответственно, мм; φ — коэффициент прочности при ослаблении трубы сварным швом, приведенный к продольному направлению (для бесшовных труб $\varphi = 1$).

Допускаемое напряжение $\sigma_{\text{доп}}$ принимается равным минимальному значению из вычисленных по трем условиям: $\sigma_b/2,6$; $\sigma_{0,2}^t/1,5$ или $\sigma_{\text{дл}}^t/1,5$. Здесь σ_b — временное сопротивление разрыву; $\sigma_{\text{дл}}^t$ и $\sigma_{0,2}^t$ — пределы длительной прочности и текучести стали при рабочей температуре соответственно; в знаменателях — запасы прочности.

Условное давление p_y является давлением, характеризующим пригодность трубопровода, арматуры и фасонных частей для надежной эксплуатации при данных рабочих параметрах среды. Давление характеризует ступени прочности различ-

Таблица 9.1. Рабочие давления для групп сталей в зависимости от рабочей температуры среды

Марка стали	Температура рабочей среды, °С											
	≤200	250	300	350	400	425	435	445	455	—	—	—
10, 20, 25, 30, 20Л и 25Л 15Г, 16Г, 20Г, СЛ	≤200	250	300	350	400	425	435	445	455	—	—	—
12ХМ, 20ХМЛ	≤200	300	350	400	450	510	515	520	530	—	—	—
15ХМ, 20ХМЛ	≤200	320	350	400	450	510	515	520	535	—	—	—
12Х1МФ, 15Х1М1Ф, 20ХМФЛ	≤200	320	350	400	450	510	520	530	550	545	—	—
12Х18Н12Т, 12Х16Н6М2, 1Х14Н18В2БР, 1Х16Н14В2БР, 1Х16Н16МВ2БР	≤200	300	350	400	450	510	520	530	560	570	690	700

Условное давление p_y , 10 ⁵ Па	Наибольшее рабочее (наблюдное) давление $p_{\text{раб}}$, 10 ⁵ Па											
	2,5	2,2	2	1,8	1,6	1,4	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7
2,5	25	25	20	18	16	14	12,5	11	10	9	8	7
25	100	90	80	71	64	56	50	45	40	36	32	28
100	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71	64	56
200	400	360	320	280	250	225	200	180	160	140	125	112
400	500	450	400	360	320	280	250	225	200	180	160	140
500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

ных видов трубопроводных изделий и служит основой для их стандартизации, для выбора материала и конструкции трубопроводов в зависимости от параметров среды. При рабочей температуре 200°С и ниже рабочее давление равно условному; при более высоких температурах значения рабочих давлений ниже условного. ГОСТ установлены следующие значения условных давлений (10⁵ Па): 1; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 64; 100; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 600; 800 и 1000.

Пробным давлением $p_{\text{пр}}$ называется давление, при котором проводится гидравлическое испытание арматуры на прочность на заводе-изготовителе. Давление принимается в зависимости от значения условного давления:

$$p_y, 10^5 \text{ Па} \quad 1 \text{ До } 200 \quad 250-400 \quad 500 \quad [600-1000]$$

$$p_{\text{пр}}, 10^5 \text{ Па} \quad 2 \quad 1,5p_y \quad 1,4p_y \quad 1,3p_y \quad 1,25p_y$$

ГОСТ предусмотрено разделение трубопроводных сталей на 11 групп, каждая из которых имеет свою градацию температурных ступеней в соответствии с механическими свойствами при различных температурах. Для стальной арматуры при первой, наиболее низкой ступени температур (≤200°С) рабочее давление равно условному. При переходе к более высоким температурным ступеням среды рабочее давление в зависимости от материала изделия снижается по сравнению с условным давлением.

В табл. 9.1 приводятся значения пробных и рабочих давлений для наиболее употребительных групп сталей при некоторых значениях условных давлений и температурных ступеней. В смонтированном виде трубопровод с арматурой испытывается гидравлическим давлением 1,25 $p_{\text{раб}}$. При этом арматура устанавливается в открытое положение.

Надежность и долговечность трубопроводов горячей воды и пара зависят от правильного выбора марки стали с учетом условий рабо-

ты, от технологии изготовления труб и изделий — гибов, тройников, корпусов арматуры (технологии гибки, сварки, термообработки), от режима эксплуатации.

Углеродистые стали применяют для трубопроводов при температуре среды не выше 450°C. Для питательных трубопроводов на давление 18,5; 23 и 38 МПа и температуру соответственно 215, 230 и 280°C используется сталь 15ГС. Для паропроводов острого пара с давлением 4,1 МПа и температурой 570°C используется сталь 12Х1МФ. Для паропроводов на давление 25,5 МПа и температуру 545 или 565°C применяется сталь 15Х1М1Ф. При более высоких температурах пара (до 650°C) должны использоваться стали аустенитного класса.

Стали аустенитного класса для паропроводов, как и соответствующие им по назначению начальные температуры пара, в настоящее время в СССР не получили распространения. Имеется лишь одна опытно-промышленная установка Р-100-300 на Каширской ГРЭС с расчетными начальными параметрами пара 30 МПа и 650°C перед турбиной, на которой проходят испытания несколько марок аустенитных сталей (10Х14Н18В2БР, 10Х16Н16МВ2БР, 10Х16Н14В2БР и др.). Основной причиной, препятствующей широкому применению в энергетике паропроводов из аустенитных сталей и сдерживающей переход к более высоким начальным параметрам пара, является недостаточная надежность их сварных соединений — образование трещин в наплавленном металле и в околосшовной зоне основного металла через 2—3 года эксплуатации. Физические свойства аустенитных сталей характеризуются в 1,5 раза более высоким коэффициентом температурного расширения и почти в 2,5 раза меньшей теплопроводностью по сравнению со сталями перлитного класса. Поэтому компенсационные и температурные напряже-

ния в аустенитных паропроводах выше, чем в перлитных. Ввиду значительного содержания в аустенитных сталях дорогих легирующих элементов их стоимость существенно выше, чем сталей перлитного класса.

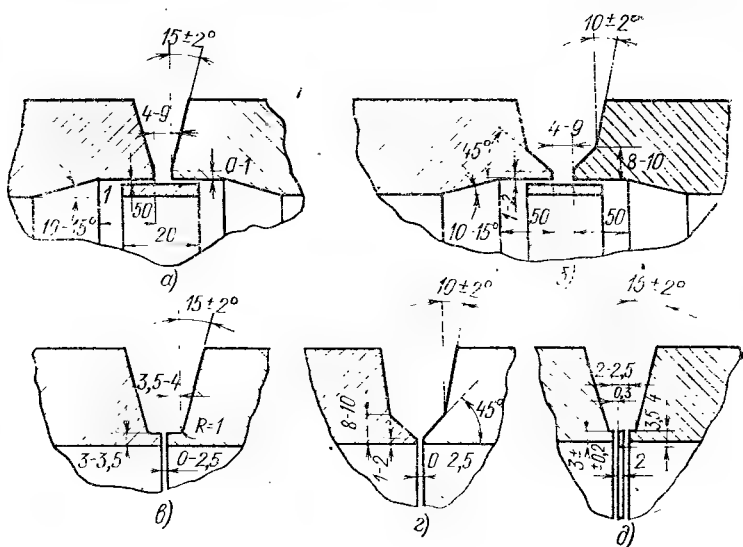
Номенклатура выпускаемых промышленностью труб характеризуется наружным диаметром d_n , наиболее употребительными значениями которого для паропроводов ТЭС являются 133, 159, 168, 194, 219, 245, 273, 325, 377, 426, 465, 630, 720, 820, 920, 972 и 990 мм. Толщина стенки трубы зависит от параметров среды, диаметра трубы и марки стали. Ее значение определяется расчетом на прочность и уточняется по ГОСТ.

Внутренний диаметр трубопровода определяется в зависимости от расхода среды, которая должна по нему протекать, и скорости движения. Чтобы присоединительные размеры арматуры, фасонных частей, труб и других деталей трубопроводов, изготовленных на один и тот же диаметр, соответствовали друг другу, введен ГОСТ 355-67 на условные проходы (диаметры) арматуры, фитингов и трубопроводов. Наиболее употребительными для стационарных паропроводов и питательных трубопроводов значениями условных проходов d_y являются: 100; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600 и 800 мм. Эти проходы называются условными потому, что действительное значение внутреннего диаметра d_v труб, изготовленных на данный условный проход, будет различно при разных значениях толщины стенки трубы, определяемой расчетом на прочность (на внутреннее давление).

Трубные заводы могут изготавливать для ТЭС трубы длиной не более 8—12 м, определяющей условиями изготовления и транспортировки. Изготовленные на трубных заводах по чертежам прямые и гнутые участки при монтаже трубопровода должны быть соединены меж-

Рис. 9.1. Конструкции подготовки стыков труб под сварку для толстостенных трубопроводов ТЭС высокого давления.

а — V-образная разделка кромок, стык с подкладным остающимся кольцом; б — двухскосная, стык с подкладным остающимся кольцом; в — чашеобразная, стык без подкладного кольца; г — двухскосная, стык без подкладного кольца; д — чашеобразная, стык с расплавляемой вставкой-кольцом.



ду собой. Соединения могут выполняться с помощью фланцев и стыковой сваркой. Сварные соединения имеют преимущества перед фланцевыми. По плотности сварной шов не уступает целой трубе, а фланцевое соединение не может гарантировать плотности, особенно при пусках, остановках и резких изменениях параметров. По прочности сварной шов почти одинаков с целой трубой, а фланцевое соединение лишь номинально равнопрочно трубе, так как даже при отсутствии внутреннего давления материал фланцев уже напряжен вследствие затяжки шпилек. При пусках во фланцевых соединениях возникают дополнительные температурные напряжения и напряжения от внутреннего давления. Для фланцевых соединений требуется специальная тепловая изоляция и тепловые потери у них больше.

Количество фланцевых соединений на современных трубопроводах сведено к минимуму, однако количество сварных соединений на трубопроводах получается большое. Новая арматура для паропроводов острого пара и для питательных трубопроводов также не имеет фланцев: применяется бесфланце-

вое (замковое) соединение крышек с корпусами.

Работоспособность сварных соединений в значительной степени зависит от правильно выбранной конструкции шва, от качества обработки кромок и сборки деталей под сварку. Такие дефекты, как непровар корня шва и по кромкам, смещение кромок, нарушение соосности труб в местах стыка, являющиеся обычно результатом неправильной конструкции или низкого качества сборки деталей под сварку, существенно снижают надежность сварного соединения.

Форма и конструктивные размеры подготовленных под стыковую сварку кромок зависят от способа сварки и толщины стенки труб.

На рис. 9.1 приведены конструктивные типы стыков, применяемые для трубопроводов пара и горячей воды ТЭС при давлении более 3,9 МПа и толщине стенки более 10—17 мм. В первых двух типах применяются остающиеся подкладные цилиндрические кольца, устанавливаемые впотай, чтобы не уменьшать внутреннего сечения трубы. Подкладные кольца предотвращают образование грат внутри труб (застывших капель метал-

ла) и обеспечивают лучший провар корня шва. Для установки потайного кольца в местах стыковки элементов делаются цилиндрические проточки, длина которых должна быть не менее 50 мм, а глубина не более 10% толщины стенки трубы, но не более 4 мм. Переход от проточенного участка к необработанной поверхности трубы выполняется плавным, без рисков, с углом скоса 10—15°, что необходимо для устранения концентрации напряжений в местах перехода толщины стенки трубы.

В остальных трех типах стыков (рис. 9.1, в, г, д) подкладные кольца отсутствуют. Для выполнения качественного корня шва здесь применяется автоматическая или ручная аргонодуговая сварка корневого слоя с применением присадочной проволоки диаметром 1,6—2 мм. Сварка производится вольфрамовым электродом на постоянном токе. При аргонодуговой сварке неплавляющимся электродом корня шва, особенно для стыков труб из аустенитных сталей, хорошие результаты дает конструкция стыка с расплавленным проволочным кольцом (рис. 9.1, д).

Поскольку остающееся подкладное кольцо может быть причиной образования одного из наиболее опасных дефектов — трещин в корне шва, конструкции стыков, изображенных на рис. 9.1, в, г, д, следует считать прогрессивными. Помимо повышения качества сварного шва отказ от подкладного кольца дает существенный экономический эффект — вследствие уменьшения зазора между трубами уменьшается объем наплавленного металла. Вместо аргона в качестве защитной среды при сварке применяется также углекислый газ.

Обработка концов труб под сварку — обрезка и снятие фасок — должны производиться с помощью специальных трубобрезных станков. Трубобрез надевается на трубу и зажимается на ней с помощью трех

роликов. На планшайбе укреплены два суппорта — на одном закрепляется отрезной резец, а на другом — фасочный.

Для получения сварных соединений высокого качества особое внимание следует обращать на правильную стыковку труб по внутреннему диаметру. Разность внутренних диаметров не должна превышать 2 мм. В противном случае применяют раздачу конца одной из труб с помощью оправки (при наружном диаметре менее 200 мм и толщине стенки менее 8 мм) или расточку внутренней поверхности трубы у конца.

Конец трубы с меньшим внутренним диаметром до большего диаметра следует растачивать так, чтобы толщина стенки трубы после расточки не была меньше расчетной. Если это условие не может быть выполнено — делают наплавку внутренней поверхности у конца парной трубы с большим внутренним диаметром или устанавливают в нем фигурное подкладное кольцо.

Для труб, подведомственных Госгортехнадзору СССР, регламентируется разность толщин стенок стыкуемых труб. При толщине 10 мм разность их не должна превышать 10% фактической толщины более толстой трубы и быть не более 3 мм. Если фактическая разность толщин превышает это значение, труба (элемент) с большей толщиной стенки должна быть обработана путем проточки наружного диаметра на конус с углом не более 15°.

Стыки труб под сварку собираются с помощью специальных съемных центровочных приспособлений: секторных, хомутового типа или в виде стяжных угольников.

Большинство теплоустойчивых перлитных сталей проявляют при сварке без предварительного подогрева склонность к образованию трещин, обусловленных сварочными напряжениями и структурными превращениями. Для предотвращения

этих явлений при сварке применяются предварительный и сопутствующий подогревы. Температура предварительного и сопутствующего подогрева выбирается в пределах 150—400°C в зависимости от марки стали и толщины свариваемых деталей. Нагрев осуществляется индукционным способом, радиационными печами сопротивления или газовыми горелками. Для труб из стали 12Х1МФ и 15Х1М1Ф при толщине стенки более 10 мм температура сопутствующего подогрева составляет 250—350°C. При сварке труб из сталей 20 и 15ГС сопутствующий подогрев до 200—250°C применяется только при толщине стенок труб более 32 мм. Для сварки труб из сталей 20 и 15ГС применяют электроды марок ЦУ-5, УОНИ-13/55 и ТМУ-21 диаметром 3, 4 и 5 мм. Для сварки труб из сталей 12Х1МФ и 15Х1М1Ф применяют электроды марок ЦЛ-39, ЦЛ-20 и ТМЛ.

Сварные соединения труб из высоколегированных хромоникелевых сталей аустенитного класса растрескиваются в процессе эксплуатации. Для исключения этого явления необходимо добиваться минимального тепловложения при сварочном процессе. Сварочные материалы выбирают в зависимости от категории свариваемой стали, в частности от отношения концентраций Cr/Ni . Форма сварного соединения должна быть рациональной, позволяющей получить сплошной сварной шов с требуемым проваром по всему сечению при минимальном объеме наплавленного металла и минимальных размерах зоны термического влияния. По возможности следует применять соединения без подкладных остающихся колец (см. рис. 9.1, в, г, д).

Корневой шов выполняется с помощью ручной или автоматической аргонодуговой сварки. Для сварки стали марки 12Х18Н12Т на температуру 600°C рекомендуются электроды ЦТ-15 и ЦТ-26, для стали

10Х14Н14В2М ($t=600^\circ\text{C}$) — ЦТ-7 и ЦТ-26, для сталей 10Х16Н16МВ2БР и 10Х16Н14В2БР ($t=650^\circ\text{C}$) — ЦТ-15 и ЦТ-26 и для стали 9Х14Н19В2БР ($t=650^\circ\text{C}$) — ЦТ-23.

Сварные соединения труб из сталей 20 и 15ГС при толщине стенки соответственно 37—45 мм и 32—45 мм подвергаются после выполнения сварного стыка термообработке для снятия остаточных сварочных напряжений с температурой нагрева 650—680°C и временем выдержки 1 ч, с охлаждением до 300°C под слоем асбеста и далее — на спокойном воздухе. При толщине стенки более 45 мм время выдержки увеличивается до 2 ч.

Сварные соединения труб из сталей 12Х1МФ и 15Х1М1Ф, как правило, после сварки имеют низкие пластические и высокие прочностные свойства (закалочную структуру). Такие сварные соединения не удовлетворяют требованиям Госгортехнадзора СССР при испытании на угол загиба и ударную вязкость и имеют чрезмерно высокую твердость. Это может быть причиной образования трещин в шве и в околошовной зоне. Вероятность образования трещин возрастает с увеличением толщины стенки, так как возрастают остаточные сварочные напряжения. Для их снятия и улучшения свойств металла шва и околошовной зоны, повышения пластичности и получения стабильной структуры применяется термообработка в виде высокотемпературного отпуска — нагрева до 710—740°C. При толщине стенки 11—20 мм время выдержки составляет 1 ч, при толщине 21—45 мм — 2 ч, а при $s > 45$ мм — 3 ч. Охлаждение до 300°C проводится под слоем асбестовой теплоизоляции, а далее — на спокойном воздухе.

Сварные стыки из аустенитных сталей подвергают термообработке по режиму аустенизации: нагрев до 1075—1125°C с выдержкой 1 ч и охлаждение на спокойном воздухе со снятой теплоизоляцией.

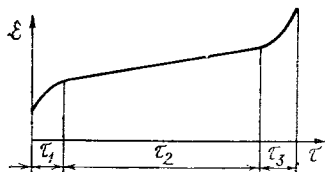


Рис. 9.2. Кривая ползучести стали и ее фазы.

Для контроля качества сварки применяется ряд методов. Сварные соединения до эксплуатации подвергаются просвечиванию γ -излучением и проверке ультразвуком. Для выявления поверхностных трещин в сварных стыках применяются цветная дефектоскопия, магнитография и травление.

При рабочей температуре выше 450°C важнейшим показателем свойств металла является остаточная деформация ползучести. Ползучесть паропроводов проявляется в постепенном увеличении диаметра и сопровождается структурными изменениями металла, приводящими к ухудшению его механических свойств. Протекание процесса ползучести характеризуется его скоростью.

В зависимости от значения и характера изменения скорости ползучести процесс условно делится на три фазы (рис. 9.2). Первая относительно непродолжительная фаза τ_1 характеризуется неустановившейся скоростью ползучести. Вторая фаза τ_2 с наименьшей и практически постоянной скоростью ползучести является наиболее продолжительной, ей соответствует нормальный эксплуатационный период работы паропровода. Третья фаза τ_3 характеризуется значительным увеличением скорости ползучести и продолжается сравнительно недолго: происходит прогрессивное разрушение металла, заканчивающееся разрывом паропровода. Чтобы не допустить паропровод до разрыва и своевременно заметить наступление третьего периода, на всех ТЭС

ведется регулярный контроль ползучести металла паропроводов, имеющих рабочую температуру 450°C и выше.

Для паропроводных труб допускается скорость ползучести не выше 10^{-7} мм/(мм·ч), что соответствует деформации 1% за 100 тыс. ч работы. При увеличении скорости ползучести до 10^{-6} мм/(мм·ч), а также при достижении паропроводом из легированной стали остаточной деформации в 1% должно быть проведено тщательное обследование участка с анализом механических свойств и структуры металла. За такими участками организуется тщательное наблюдение, а в случае необходимости трубопровод заменяется.

Для определения прироста остаточной деформации паропровода периодически замеряют его диаметры в двух взаимно перпендикулярных направлениях по приварным бобышкам с помощью приставных скоб с микрометрическим винтом. Этот метод контроля требует съема с паропровода тепловой изоляции в местах, где установлены бобышки и замеры могут проводиться только на холодном неработающем паропроводе во время капитальных ремонтов, т. е. не чаще, чем один раз в 1—2 года.

В настоящее время на электростанциях внедряется новое устройство системы МЭИ, позволяющее регулярно измерять диаметр не только холодного, но и горячего работающего паропровода и обеспечивающее более высокую точность измерений.

9.2. Расчет трубопроводов на прочность и самокомпенсация температурных удлинений. Опоры и подвески

Расчет трубопроводов на прочность проводится в соответствии с нормами, в которых прочность оценивается по несущей способности (предельной нагрузке), а не по наи-

большим местным напряжениям. При выводе формул для вычисления предельной нагрузки использовано условие пластичности Сен-Венана — Треска, по которому эквивалентное напряжение принимается равным наибольшему касательному напряжению. В качестве основной нагрузки принято давление рабочей среды. Дополнительные внешние нагрузки, действующие постоянно (в частности, нагрузка от собственного веса трубопровода), регламентируются соответствующими предельными значениями, которые устанавливаются исходя из некоторого снижения общего запаса прочности по сравнению с запасом, принятым при расчете по основной нагрузке. Нагрузки от температурных компенсационных напряжений регламентируются предельными значениями дополнительных напряжений. Напряжения от перепадов температур нормами не учитываются и регламентируются режимными мероприятиями.

В 1975 г. в СССР введен ОСТ 108.031.02-75 по нормам расчета на прочность котлов и трубопроводов пара и горячей воды. В нем методика учета дополнительных нагрузок от самокомпенсации и веса трубопроводов отличается от действующих ранее норм расчета 1965 г. В ОСТ впервые включен поверочный расчет на усталость под действием переменных нагрузок. Ниже излагается старая методика расчета, введенная в 1965 г.

При поверочном расчете трубопровода эквивалентное напряжение от самокомпенсации температурных расширений должно удовлетворять условию

$$\sigma_s^{ck} \leq 0,87 \sigma_{доп} \sqrt{2 - \left(\frac{\sigma_{пр}}{\sigma_{доп}} \right)^2} - \sigma_s^{вн}. \quad (9.2)$$

Приведенное напряжение от внутреннего давления определяется по формуле

$$\sigma_{пр} = \frac{p [d_n - (s - c)]}{2(s - c)}. \quad (9.3)$$

Эквивалентное напряжение в трубопроводе от нагрузок, вызываемых самокомпенсацией,

$$\sigma_s^{ck} = \sqrt{(\sigma_p^{ck} + 0,8 \sigma_n^{ck})^2 + 3 \tau_{ск}^2}, \quad (94).$$

где $\sigma_p^{ck} = Q^{ck} / f$ — дополнительное напряжение растяжения или сжатия, вызываемое продольным усилием от самокомпенсации; $\sigma_n^{ck} = M_n^{ck} / (\varphi_n W)$ — дополнительное напряжение от изгибающего момента, возникающего при самокомпенсации; $\tau_{ск} = M_k^{ck} / (2W)$ — дополнительное касательное напряжение от компенсационного крутящего момента; f и $W = 2I / d_n$ — площадь и момент сопротивления поперечного сечения трубы, m^2 и m^3 соответственно.

Продольное усилие Q^{ck} , изгибающий M_n^{ck} и крутящий M_k^{ck} моменты определяются при расчете трассы трубопровода на самокомпенсацию. Значения коэффициента прочности поперечного сварного соединения при изгибе φ_n принимаются в соответствии с нормами (для катаных труб из перлитной стали $\varphi_n = 0,8$). Соответственно эквивалентное напряжение от внешних нагрузок $\sigma_s^{вн}$ определяется по формуле, аналогичной (9.4).

Компенсационные напряжения зависят от длины и конфигурации паропровода, его рабочей температуры и температурного коэффициента линейного расширения стали. Чтобы напряжения не были велики, следует рационально спроектировать трассу и расположить ее опоры. Для уменьшения компенсационных напряжений трубопроводов в рабочем состоянии применяется предварительная холодная монтажная растяжка. Обычно растяжку доводят до 50% температурного расширения трубопровода, однако в процессе релаксации напряжений, наиболее интенсивно протекающей при рабочей температуре трубопровода, размер растяжки возрастает.

Для расчета трубопроводных трасс на самокомпенсацию температурных удлинений проектными организациями в настоящее время используются машинные методы расчета по специальным программам. Применяется также ряд методов безмашинного расчета. В учебных целях для уяснения сущности расчета компенсационных напряжений в трубопроводах излагается один из наиболее распространенных в прошлом методов безмашинного расчета — *метод упругого центра*.

В этом методе не учитываются весовая нагрузка трубопровода и влияние изменяющихся по величине в процессе прогрева трубопровода реакций промежуточных опор. Не учитываются и некоторые другие второстепенные факторы. Метод применим лишь для неразветвленных трубопроводов.

Практически все трубопроводные трассы могут быть разделены на самостоятельные в компенсационном отношении участки, ограниченные неподвижными опорами на концах. Идеально выполняющие свою функцию неподвижные опоры не допускают линейных или угловых перемещений закрепленных точек трасс. Участок трубопровода между двумя такими опорами можно рассматривать как статически неопределимую криволинейную балку с жесткими заделками на концах. Плоская трасса при этом будет трехкратно статически неопределима, а пространственная — шестикратно (степень статической неопределимости разветвленных трасс с узловыми точками кратна числу ветвей).

Сущность метода упругого центра сводится к использованию для раскрытия статической неопределимости расчетной системы теоремы Кастильяно, согласно которой производная потенциальной энергии деформации балки по одной из обобщенных независимых внешних сил равна обобщенному перемещению, соответствующему этой силе в

точке ее приложения. При раскрытии статической неопределимости балки, как обычно, одна из конечных неподвижных опор условно отбрасывается и ее действие заменяется приложенными на этом конце трассы силами и моментами. В случае пространственной трассы необходимо приложить на конце три составляющих силы по направлениям координатных осей и три момента в трех ортогональных плоскостях.

При прогреве трубопровода от монтажной (20°C) до рабочей температуры он удлиняется, а неподвижные опоры на концах препятствуют его свободному удлинению. В результате трубопровод деформируется, и в случае пространственной трассы в нем возникают изгибающие и крутящие компенсационные моменты и соответствующие им напряжения. В случае плоского трубопровода в нем будут действовать только изгибающие моменты.

Потенциальная энергия деформации трубопровода приближенно может быть представлена так:

$$U = \int_0^L \frac{M_n^2}{2EI} dl + \int_0^L \frac{M_k^2}{2GI_p} dl, \quad (9.5)$$

где M_n и M_k — соответственно изгибающий и крутящий моменты в произвольной точке трассы; L — длина геометрической оси трубопровода; E — модуль упругости материала трубопровода; $G = E/[2(1 + \nu)]$ — модуль сдвига; $I = \pi/64 \times (d_n^4 - d_b^4)$ — экваториальный момент инерции поперечного сечения трубопровода; $I_p = 2I$ — полярный момент инерции. Вторым членом формулы (9.5) можно пренебречь.

Вывод основных формул расчета на самокомпенсацию проще сделать для плоской трассы (рис. 9.3). Изгибающий момент в любом сечении A трубопровода

$$M = P_y x - P_x y + M_0. \quad (9.6)$$

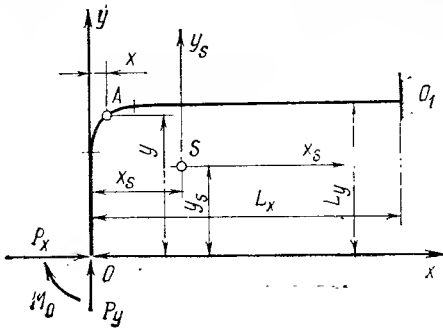


Рис. 9.3. Схема плоского неразветвленного паропровода к расчету на самокомпенсацию.

S — упругий центр тяжести трассы; θ_0 и θ_1 — места расположения неподвижных опор; L_x , L_y — расстояния между неподвижными опорами в направлениях координатных осей; XOY — исходные координатные оси; x_s, y_s — расположение осей координат, проходящих через упругий центр тяжести трассы.

Обобщенные перемещения

$$\Delta x = \frac{\partial U}{\partial P_x} = \frac{1}{EI} \int_0^L M \frac{\partial M}{\partial P_x} dl = \frac{1}{EI} (P_x I_x - P_y I_{xy} - M_0 S_x); \quad (9.7)$$

$$\Delta y = \frac{\partial U}{\partial P_y} = \frac{1}{EI} \int_0^L M \frac{\partial M}{\partial P_y} dl = \frac{1}{EI} (P_y I_y - P_x I_{xy} + M_0 S_y); \quad (9.8)$$

$$\theta_0 = \frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{1}{EI} \int_0^L M \frac{\partial M}{\partial M_0} dl = \frac{1}{EI} (P_y S_y - P_x S_x + M_0 L). \quad (9.9)$$

Здесь $I_x = \int_0^L y^2 dl$, $I_y = \int_0^L x^2 dl$ —

линейные моменты инерции геометрической оси трубопровода относительно координатных осей, m^2 ;

$I_{xy} = \int_0^L xy dl$ — центробежный момент

инерции, m^2 ; $S_x = \int_0^L y dl$, $S_y = \int_0^L x dl$ —

статические моменты геометриче-

ской оси трубопровода относительно координатных осей.

Для неподвижной опоры. $\theta_0 = 0$. тогда

$$M_0 = P_x \frac{S_x}{L} - P_y \frac{S_y}{L}. \quad (9.10)$$

Здесь L — длина геометрической оси трубопровода. С учетом понижения жесткости дуговых элементов трассы берется приведенная длина $L_{пр}$. Приведенная длина дугового элемента $l_{пр} = kl$, где $l = \pi R \alpha / 180$ — геометрическая длина отрезка, $k = (10 + 12\lambda^2) / (1 + 12\lambda^2)$ — коэффициент гибкости Кармана, $\lambda = 4sR / (d_n - s)^2$ — геометрическая характеристикагиба; d_n и s — наружный диаметр и толщина стенки трубы, м; R — радиусгиба, м. Формула справедлива при $\lambda > 0,3$.

Пользуясь выражением (9.10), можно исключить M_0 из уравнений (9.7) и (9.8). Получается система из двух уравнений для определения P_x и P_y . Для дальнейшего упрощения уравнений оси координат переносят в «упругий центр тяжести» (УЦТ) рассматриваемой трассы: статические моменты S_x и S_y трассы относительно новых осей координат равны нулю. Координаты УЦТ определяют по формулам

$$x_s = S_y / L_{пр}; \quad y_s = S_x / L_{пр}.$$

В результате система уравнений приобретает вид:

$$P_x I_{x_s} - P_y I_{x_y s} = EI \Delta x; \quad (9.11)$$

$$P_y I_{y_s} - P_x I_{x_y s} = EI \Delta y. \quad (9.12)$$

Для переноса координатных осей в УЦТ используют формулы

$$I_{x_s} = I_x - y_s^2 L_{пр}; \quad I_{y_s} = I_y - x_s^2 L_{пр};$$

$$I_{x_y s} = I_{xy} - x_s y_s L_{пр}.$$

Входящие в формулы (9.11) и (9.12) расчетные линейные перемещения конца O участка определяют по формулам

$$\Delta x = \Delta x_t \pm \Delta x_0 - \Delta x_p; \quad (9.13)$$

$$\Delta y = \Delta y_t \pm \Delta y_0 - \Delta y_p. \quad (9.14)$$

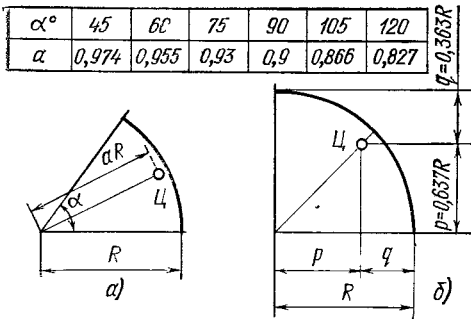


Рис. 9.4. Определение координат центра тяжести C дугового элемента.

α — при произвольной дуге гiba α ; б — при дуге гiba $\alpha = 90^\circ$.

Температурные удлинения участка по направлениям координатных осей

$$\Delta x_t = \alpha_t (t_p - t_m) L_x; \quad (9.15)$$

$$\Delta y_t = \alpha_t (t_p - t_m) L_y. \quad (9.16)$$

Здесь α_t — температурный коэффициент линейного расширения материала трубопровода; t_p и t_m — рабочая и монтажная температуры трубопровода; L_x и L_y — расстояния между неподвижными опорами участка; Δx_0 и Δy_0 — заданные перемещения концов рассматриваемого расчетного участка трассы; Δx_p и Δy_p — значения предварительной растяжки трубопровода.

Наибольшую трудоемкость в этой методике расчета представляет определение моментов инерции и статических моментов трассы. Для этой цели трассу разбивают на прямолинейные и дуговые элементы и определяют координаты x_{ci} и y_{ci} центров тяжести каждого из них. Для прямолинейных элементов они расположены посередине каждого из них, для дуговых — определяются в соответствии с рис. 9.4. Статические моменты прямолинейных элементов определяют, как произведение их длины l_i на соответствующие координаты центров тяжести: $S_{xi} = y_{ci} l_i$; $S_{yi} = x_{ci} l_i$. Для дуговых элементов вместо l_i берут приведенную длину $l_{пр}$ элемента. Статические моменты всей трассы опре-

деляют суммированием по элементам: $S_x = \sum S_{xi}$, $S_y = \sum S_{yi}$. Одновременно вычисляют приведенную длину трассы: $L_{пр} = \sum l_{пр}$.

Моменты инерции элементов получают как сумму собственного момента инерции элемента относительно осей, проходящих через его центр тяжести I_{xi0} , I_{yi0} , I_{xyi0} , и дополнительного члена, учитывающего перенос осей в начало координат трассы:

$$\left. \begin{aligned} I_{xi} &= I_{xi0} + l_{пр} y_{ci}^2 / m; \\ I_{yi} &= I_{yi0} + l_{пр} x_{ci}^2 / m; \\ I_{xyi} &= I_{xyi0} + l_{пр} x_{ci} y_{ci} / n. \end{aligned} \right\} \quad (9.17)$$

Для прямолинейных элементов $m = n = 1$, для дуговых m и n принимают в зависимости от угла дуги α :

α	30°	45°	60°	75°	90°	105°
m	1	0,98	0,96	0,93	0,88	0,83
n	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

Собственные моменты инерции прямых и дуговых элементов определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} I_{xi0} &= l_{пр} \bar{l}_{yi}^2 / 12m; \\ I_{yi0} &= l_{пр} \bar{l}_{xi}^2 / 12m; \\ I_{xyi0} &= \pm l_{пр} \bar{l}_{xi} \bar{l}_{yi} / 12n. \end{aligned} \right\} \quad (9.18)$$

Здесь $\bar{l}_{xi}$ и $\bar{l}_{yi}$ — длины проекций элемента на оси x и y соответствен-

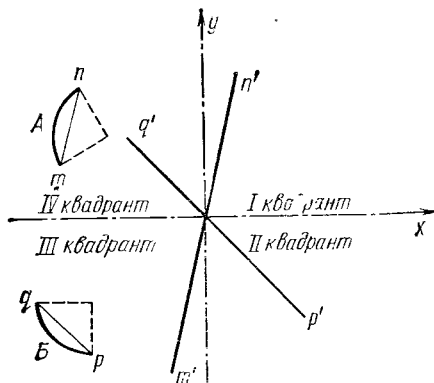


Рис. 9.5. К определению знака у центробежного момента инерции дугового или наклонного прямолинейного элемента.

Линии mn и $m'n'$, а также pq и $p'q'$ взаимно параллельны; центробежный момент инерции дуги A положителен, а дуги B — отрицателен.

но. Знаки у собственных линейных моментов инерции элементов I_{xi0} и I_{yi0} всегда положительны. Знак у центробежного момента инерции I_{xyi0} зависит от положения прямолинейного элемента и хорды дугового элемента относительно положительных направлений координатных осей (рис. 9.5): если луч, проведенный через начало координат параллельно прямому отрезку или хорде дуги проходит в первом и третьем квадрантах — знак момента инерции положительный, если во втором и четвертом — отрицательный.

Решая совместно уравнения (9.11) и (9.12), можно определить реакции P_x и P_y . Если эти реакции перенести в «упругий центр» трассы S , как показано на рис. 9.6, то изгибающий момент в любой точке B трассы может быть определен как произведение равнодействующей $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ на длину перпендикуляра M_B , опущенного на ее направление mn из рассматриваемой точки B . Таким образом, отрезок M_i (длина опущенного перпендикуляра) в определенном масштабе представляет значение изгибающего момента в произвольной точке трассы (на рис. 9.6 штриховкой показана эпюра изгибающих моментов). Знак момента по длине трассы изменяется. В точках пересечения геометрической оси трассы с линией mn изгибающие моменты равны нулю.

Исходная система координат, принимаемая в начале расчета на самокомпенсацию, может быть выбрана как угодно, однако желательно, чтобы оси координат проходили через центры тяжести возможно большего числа элементов трассы, так как тогда статические моменты и вторые члены выражений (9.17) для моментов инерции этих элементов обращаются в нуль и этим облегчаются расчеты. Ось y при этом принято направлять по вертикали вверх.

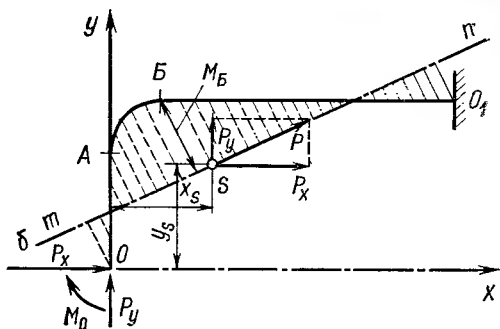


Рис. 9.6. Эпюра изгибающих компенсационных моментов в паропроводной трассе, изображенной на рис. 9.3.

Для пространственной трассы задача может быть решена аналогичным путем с условной ее разбивкой на три плоские трассы, представляющие собой ее проекции на ортогональные плоскости. Однако для сокращения объема вычислений можно ввести понятие моментов инерции относительно плоскостей проекций. Собственные моменты инерции прямых и дуговых элементов тогда определяют по формулам

относительно плоскости

$$x=0: I_{xi0} = l_{pi} \bar{l}_{xi}^2 / 12m;$$

относительно плоскости

$$y=0: I_{yi0} = l_{pi} \bar{l}_{yi}^2 / 12m;$$

относительно плоскости $z=0$:

$$I_{zi0} = l_{pi} \bar{l}_{zi}^2 / 12m.$$

При расчетах пространственных трасс для учета повышенной гибкости дуговых элементов при работе на изгиб в двух плоскостях в расчет вводится коэффициент $k_1 = 1/3 + 2/3k$, где k — коэффициент Кармана. В этом случае $l_{pri} = l_i k_1$.

Собственные центробежные моменты инерции элементов определяют по формулам:

$$I_{xyi0} = \pm l_{pri} \bar{l}_{xi} \bar{l}_{yi} / 12n;$$

$$I_{yzi0} = \pm l_{pri} \bar{l}_{yi} \bar{l}_{zi} / 12n;$$

$$I_{zxi0} = \pm l_{pri} \bar{l}_{zi} \bar{l}_{xi} / 12n.$$

Знаки у собственных центробежных моментов инерции элементов выбирают по тому же правилу, что и для плоских трасс.

Статические моменты элементов вычисляют как произведения координат центров тяжести элементов на их приведенную длину:

$$S_{xi} = l_{pri} x_i; \quad S_{yi} = l_{pri} y_i; \quad S_{zi} = l_{pri} z_i.$$

Вычисляют поправочные члены, учитывающие перенос координатных осей из центров тяжести каждого элемента в начало координат трассы: $l_{pri} x_i^2$; $l_{pri} y_i^2$; $l_{pri} z_i^2$; $l_{pri} x_i y_i$; $l_{pri} y_i z_i$, $l_{pri} z_i x_i$. Все эти расчеты выполняют в табличной форме. Таблица 9.2 (см. ниже в примере расчета) служит для определения собственных моментов инерции элементов и трассы в целом. С помощью табл. 9.3 определяют центральные моменты инерции трассы. Собственные моменты инерции трассы, получаемые в табл. 9.2 после суммирования и деления сумм на 12, вписывают в последнюю строку. Затем эти значения вписывают в табл. 9.3 отдельной строкой. Суммированием второй колонки цифр в табл. 9.2 определяют приведенную длину всей трассы $L_{пр} = \sum l_{pri}$. Это же значение повторяют во второй колонке табл. 9.3.

Суммированием 6, 7 и 8-й колонок в табл. 9.3 определяют статические моменты всей трассы относительно плоскостей $x=0$, $y=0$ и $z=0$: S_x , S_y и S_z . Делением вычисляют координаты «упругого центра тяжести»: $x_S = S_x / L_{пр}$; $y_S = S_y / L_{пр}$ и $z_S = S_z / L_{пр}$ и вписывают в строку, обозначенную знаком Σ в 3-й, 4-й и 5-й колонках. В эту же строку в 9, 10 и 11-ю колонки записывают полученные суммированием моменты инерции трассы I_x , I_y и I_z относительно плоскостей координат $x=0$, $y=0$

и $z=0$. В последние три колонки этой строки записывают соответствующие центробежные моменты инерции I_{xy} , I_{yz} и I_{zx} трассы относительно пар плоскостей: $x=0$ и $y=0$, $y=0$ и $z=0$, $z=0$ и $x=0$.

Поправки к моментам инерции на перенос осей в центр упругости трассы, определяемые по формулам

$$\left. \begin{aligned} \Delta I_x &= -x_S S_x, \quad \Delta I_y = -y_S S_y, \quad \Delta I_z = -z_S S_z; \\ \Delta I_{xy} &= -y_S S_x, \quad \Delta I_{yz} = -z_S S_y, \\ \Delta I_{zx} &= -x_S S_z, \end{aligned} \right\} \quad (9.19)$$

вносят в предпоследнюю строку табл. 9.3. Складывая алгебраически поправки с моментами инерции, вычисляют центральные моменты инерции трассы относительно плоскостей $x=0$, $y=0$ и $z=0$; I_{xS} , I_{yS} , I_{zS} , I_{xyS} , I_{yzS} , I_{zxS} и записывают в последнюю строку табл. 9.3.

После этого вычисляют центральные моменты инерции относительно осей:

$$\left. \begin{aligned} x_S: I_{xS} &= I_{yS} + I_{zS}; \\ y_S: I_{yS} &= I_{zS} + I_{xS}; \\ z_S: I_{zS} &= I_{xS} + I_{yS}; \end{aligned} \right\} \quad (9.20)$$

затем составляют уравнения деформаций, решение которых позволяет найти реакции в раскрепляемой опоре, моменты и напряжения в любой точке трассы:

$$\left. \begin{aligned} I_{xS} P_x - I_{xyS} P_y - I_{zxS} P_z &= \Delta x EI \cdot 10^{-6}; \\ -I_{xyS} P_x + I_{yS} P_y - I_{yzS} P_z &= \Delta y EI \cdot 10^{-6}; \\ -I_{zxS} P_x - I_{yzS} P_y + I_{zS} P_z &= \Delta z EI \cdot 10^{-6}. \end{aligned} \right\} \quad (9.21)$$

Рассмотрим пример расчета на самокомпенсацию температурных удлинений пространственного участка неразветвленного

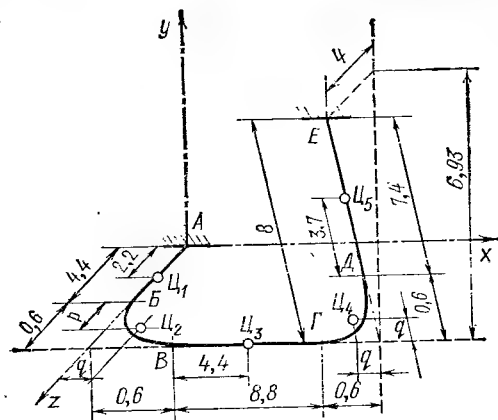


Рис. 9.7. Схема пространственной паропроводной трассы к расчету на самокомпенсацию температурных удлинений.

$Ц_1, Ц_2, \dots, Ц_5$ — центры тяжести элементов трассы; A, E — неподвижные опоры на концах трассы; $B, B', Г, Д$ — границы элементов.

паропровода, схема которого представлена на рис. 9.7. Рабочие параметры пара $p_p = 14$ МПа, $t_p = 545^\circ\text{C}$. Диаметры паропровода $d_n/d_b = 133/101$ мм, толщина стенки $s = 16$ мм. Площадь поперечного сечения трубы $f = (\pi/4)(d_n^2 - d_b^2) = 5880$ мм², момент инерции поперечного сечения $I = (\pi/64) \times (d_n^4 - d_b^4) = 1025$ см⁴, момент сопротивления $W = 2I/d_n = 154$ см³. Материал трубы — сталь 12Х1МФ, модуль упругости стали при рабочей температуре $E_{545} = 1,77 \times 10^5$ МПа, расчетная жесткость трубы $EI_{545} = 1,81 \cdot 10^{10}$ Н·см², допускаемое напряжение $\sigma_{доп.545} = 88$ МПа, коэффициент температурного удлинения стали $\alpha_t = 13,4 \times 10^{-6}$ град⁻¹. При радиусах гибов $R = 0,6$ м геометрическая характеристика

$$\lambda = \frac{4sR}{(d_n - s)^2} = \frac{4 \cdot 16 \cdot 600}{(133 - 16)^2} = 2,81.$$

Коэффициент Кармана

$$k = \frac{10 + 12\lambda^2}{1 + 12\lambda^2} = \frac{10 + 12 \cdot 2,81^2}{1 + 12 \cdot 2,81^2} = 1,094.$$

Таблица 9.2. Соответствующие моменты инерции элементов и расчетного участка трассы

Номер элемента	Приведенная длина $l_{пр}$, м	Проекция элементов			$\eta_{пр}$	n	$\frac{l_{пр}^2}{m}$, м ³	$\frac{l_{пр}^2}{m}$, м ³	$\frac{l_{пр}^2}{m}$, м ³	$\frac{l_{пр}^2}{m}$, м ³	$\frac{l_{пр}^2}{m}$, м ³	$\frac{l_{пр}^2}{m}$, м ³
		$\bar{l}_x$, м	$\bar{l}_y$, м	$\bar{l}_z$, м								
1	4,4	0	0	4,4	1	1	0	0	85,2	0	0	0
2	1	0,6	0	0,6	0,88	0,96	0,4	0	0,4	0	0	0,4
3	8,8	8,8	0	0	1	1	681,5	0	0	0	0	0
4	1	0,6	0,52	0,3	0,88	0,96	0,4	0,3	0,1	0,3	0,2	0,2
5	7,4	0	6,4	3,7	1	1	0	303,1	101,3	0	135,2	0
Σ	22,6	—	—	—	—	—	682,3	303,4	187	0,3	135,4	0,6
$\Sigma/12$	—	—	—	—	—	—	56,9	25,9	15,6	0,03	11,3	0,05

Повышенная гибкость криволинейных труб при работе только на изгиб учитывается коэффициентом

$$k_1 = 1 + (k - 1) \cdot 2/3 = 1 + (1,094 - 1) \cdot 2/3 = 1,063.$$

Приведенная длина гибов при $\alpha = 90^\circ$

$$l_{пр} = l_{гиб} k_1 = (\pi/2) R k_1 = 1,57 \cdot 0,6 \cdot 1,063 = 1 \text{ м}.$$

Расстояния центра тяжести гiba от его концов:

$$p = 0,637R = 0,637 \cdot 0,6 = 0,382 \text{ м};$$

$$q = 0,363R = 0,363 \cdot 0,6 = 0,218 \text{ м}.$$

Координаты центров тяжести элементов:

$$x_{ц1} = 0; y_{ц1} = 0; z_{ц1} = 2,2 \text{ м};$$

$$x_{ц2} = 0,218 \text{ м}; y_{ц2} = 0; z_{ц2} = 4,4 + 0,382 = 4,782 \text{ м};$$

$$x_{ц3} = 0,6 + 4,4 = 5 \text{ м}; y_{ц3} = 0;$$

$$z_{ц3} = 4,4 + 0,6 = 5 \text{ м};$$

$$x_{ц4} = 0,6 + 8,8 + 0,382 = 9,782 \text{ м}.$$

Остальные координаты наклонного элемента № 4 определяются пропорциональным пересчетом:

$$y_{ц4} = q \cdot 6,93/8 = 0,218 \cdot 6,93/8 = 0,189 \text{ м};$$

$$z_{ц4} = 4,4 + 0,6 + 0,218 \cdot 4/8 = 5,109 \text{ м};$$

$$x_{ц5} = 0,6 + 8,8 + 0,6 = 10 \text{ м}; y_{ц5} = (0,6 + 3,7) \times 6,93/8 = 3,725 \text{ м};$$

$$z_{ц5} = 4,4 + 0,6 + (0,6 + 3,7) \cdot 4/8 = 7,15 \text{ м}.$$

Длины проекций наклонных элементов:

$$\bar{l}_{x4} = 0,6 \text{ м}; \bar{l}_{y4} = 0,6 \cdot 6,93/8 = 0,52 \text{ м};$$

$$\bar{l}_{z4} = 0,6 \cdot 4/8 = 0,3 \text{ м}; \bar{l}_{x5} = 0;$$

$$\bar{l}_{y5} = 7,4 \cdot 6,93/8 = 6,4 \text{ м};$$

$$\bar{l}_{z5} = 7,4 \cdot 4/8 = 3,7 \text{ м}.$$

209 Таблица 9.3. Определение центральных моментов инерции расчетного участка тросы

83

Номер элемента	Приведен- ная длина $l_{пр}, м$	Координаты центра тяжести			Статические моменты			Моменты инерции			Центробежные моменты инерции		
		$x, м$	$y, м$	$z, м$	$S_x =$ $=I_{пр}x, м^2$	$S_y =$ $=I_{пр}y, м^2$	$S_z =$ $=I_{пр}z, м^2$	$I_x =$ $=I_{пр}x^2, м^3$	$I_y =$ $=I_{пр}y^2, м^3$	$I_z =$ $=I_{пр}z^2, м^3$	$I_{xy} =$ $=I_{пр}xy, м^3$	$I_{yz} =$ $=I_{пр}yz, м^3$	$I_{xz} =$ $=I_{пр}xz, м^3$
1	4,4	0	0	2,2	0	0	9,68	0	0	21,3	0	0	0
2	1	0,218	0	4,782	0,218	0	4,782	0,05	0	22,9	0	0	1,04
3	8,8	5	0	5	44	0	44	220	0	220	0	0	220
4	1	9,782	0,189	5,109	9,782	0,189	5,109	95,7	0,04	26,1	1,7	1	50
5	7,4	10	3,725	7,15	74	27,565	52,91	740	102,7	378,3	275,7	197,1	529,1
Сумма собственных моментов инерции								56,9	25,9	15,6	0,03	11,3	0,05
Σ	22,6	5,664	1,23	5,154	128	27,794	116,481	1112,7	128,6	684,2	277,4	209,4	800,2
Поправка на перенос осей в центр упругости участка								-725	-34,2	-600,3	-157,4	-143,3	-659,7
Центральные моменты инерции относительно плоскостей								387,7	94,4	83,9	120	66,1	140,5

Составляется табл. 9.2, с помощью которой подсчитываются собственные моменты инерции элементов и расчетного участка тросы.

С помощью табл. 9.3 определяются центральные моменты инерции участка относительно плоскостей $x=0$, $y=0$ и $z=0$. При этом координаты его упругого центра тяжести:

$$x_S = S_x / L_{пр} = 128 / 22,6 = 5,664 \text{ м};$$

$$y_S = S_y / L_{пр} = 27,794 / 22,6 = 1,23 \text{ м};$$

$$z_S = S_z / L_{пр} = 116,481 / 22,6 = 5,154 \text{ м}.$$

Поправки к моментам инерции на перенос координатных осей в упругий центр тяжести:

$$\Delta I_x = -S_x x_S = -128 \cdot 5,664 = -725 \text{ м}^4,$$

$$\Delta I_y = -S_y y_S = -27,794 \cdot 1,23 = -34,2 \text{ м}^4;$$

$$\Delta I_z = -S_z z_S = -116,481 \cdot 5,154 = -600,3 \text{ м}^4;$$

$$\Delta I_{xy} = -S_x y_S = -128 \cdot 1,23 = -157,4 \text{ м}^4;$$

$$\Delta I_{yz} = -S_y z_S = -27,794 \cdot 5,154 = -143,3 \text{ м}^4;$$

$$\Delta I_{zx} = -S_z x_S = -116,481 \cdot 5,664 = -659,7 \text{ м}^4.$$

Центральные моменты инерции относительно осей

$$\text{По оси } x_S \quad I_{xS} = I_x + I_z S = 94,4 + 33,9 = 128,3 \text{ м}^4;$$

$$\text{по оси } y_S \quad I_{yS} = I_z + I_x S = 83,9 + 387,7 + 471,6 \text{ м}^4;$$

$$\text{по оси } z_S \quad I_{zS} = I_x + I_y S = 387,7 + 94,4 = 482,1 \text{ м}^4.$$

Температурные перемещения, воспринимаемые концом А расчетного участка паропровода:

$$\Delta x_{At} = (x_E - x_A) \alpha_t (t_p - t_m) = (10,0 - 0) 13,4 \cdot 10^{-5} (545 - 20) \times 10^2 = 7,035 \text{ см};$$

$$\Delta y_{At} = (y_E - y_A) \alpha_t (t_p - t_m) = (6,93 - 0) 13,4 \cdot 10^{-5} (545 - 20) \times 10^2 = 4,875 \text{ см};$$

$$\Delta z_{At} = (z_E - z_A) \alpha_t (t_p - t_m) = (9 - 0) 13,4 \cdot 10^{-5} (545 - 20) \times 10^2 = 6,33 \text{ см}.$$

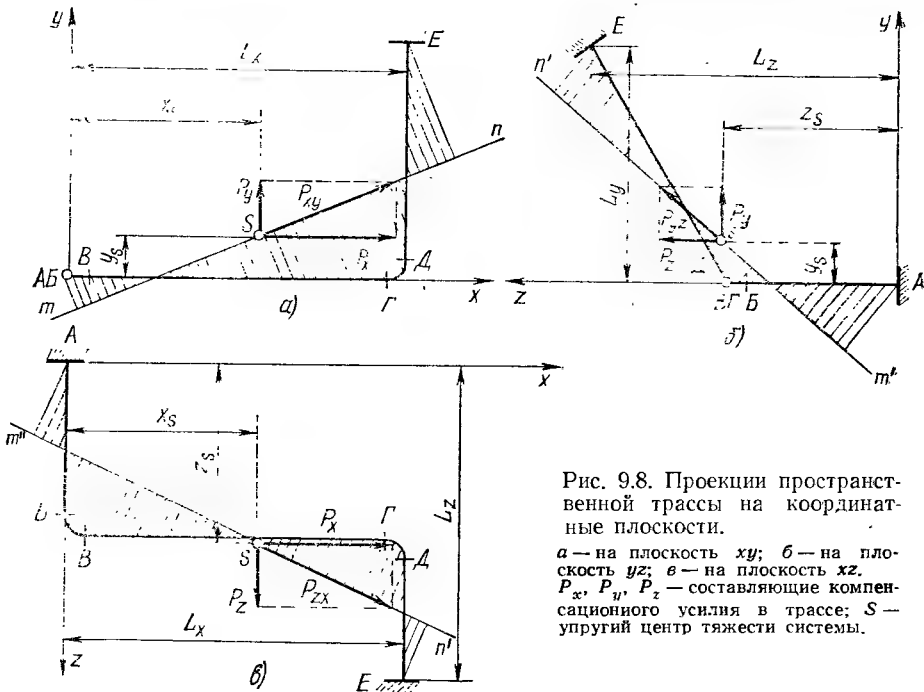


Рис. 9.8. Проекция пространственной трассы на координатные плоскости.

а — на плоскость xy ; б — на плоскость yz ; в — на плоскость xz . P_x, P_y, P_z — составляющие компенсационного усилия в трассе; S — упругий центр тяжести системы.

Полагаем, что монтажная растяжка трубопровода не производится, и заданные перемещения концов A и E равны нулю. В таком случае $\Delta x = \Delta x_{At} = 7,035$ см; $\Delta y = \Delta y_{At} = 4,875$ м; $\Delta z = \Delta z_{At} = 6,33$ см. Система уравнений (9.21) будет иметь вид:

$$\begin{cases} 178,3P_x - 120P_y - 140,5P_z = 127\,333; \\ -120P_x + 471,6P_y - 66,1P_z = 88\,238; \\ -140,5P_x - 66,1P_y + 482,1P_z = 114\,573. \end{cases}$$

В результате ее решения получаем $P_y = 940$ Н; $P_x = 832$ Н; $P_z = 2016$ Н.

На рис. 9.8 показаны эпюры изгибающих и крутящих моментов от самокомпенсации температурных удлинений расчетного участка AE паропровода, построенные для трех координатных плоскостей. Здесь же показано расположение упругого центра тяжести участка. Определим один крутящий и два изгибающих момента для точки A трубопровода:

$$\begin{aligned} M_{крA}^{xy} &= P_y(x_S - x_A) - P_x(y_S - y_A) = \\ &= 832(5,664 - 0) - 2016(1,23 - 0) = \\ &= 2232 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{нА}^{yz} &= P_z(y_S - y_A) - P_y(z_S - z_A) = \\ &= 940(1,23 - 0) - 832(5,154 - 0) = \\ &= -3130 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{нА}^{zx} &= P_x(z_S - z_A) - P_z(x_S - x_A) = \\ &= 2016(5,154 - 0) - 940(5,664 - 0) = \\ &= 5066 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Определим равнодействующий изгибающий момент:

$$\begin{aligned} M_{нА}^{ск} &= \sqrt{(M_{нА}^{yz})^2 + (M_{нА}^{zx})^2} = \\ &= \sqrt{3130^2 + 5066^2} = 5955 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Изгибное напряжение самокомпенсации

$$\begin{aligned} \sigma_{нА}^{ск} &= M_{нА}^{ск} / (\varphi_n W) = \frac{5955 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 154 \cdot 10^3} = \\ &= 48,3 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Напряжение сжатия в точке A , вызванное продольным усилием P_z самокомпенсации,

$$\sigma_{РА}^{ск} = P_z / f = 940 / 5880 = 0,16 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение от компенсационного крутящего момента

$$\tau_A^{ск} = M_{кA}^{ск} / (2W) = \frac{2232 \cdot 10^3}{2 \cdot 154 \cdot 10^3} = 7,2 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное напряжение в трубопроводе от нагрузок, вызываемых самокомпенсацией, по формуле (9.4)

$$\begin{aligned} \sigma_s^{ск} &= \sqrt{(0,16 + 0,8 \cdot 48,3)^2 + 3 \cdot 7,2^2} = \\ &= 40,8 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

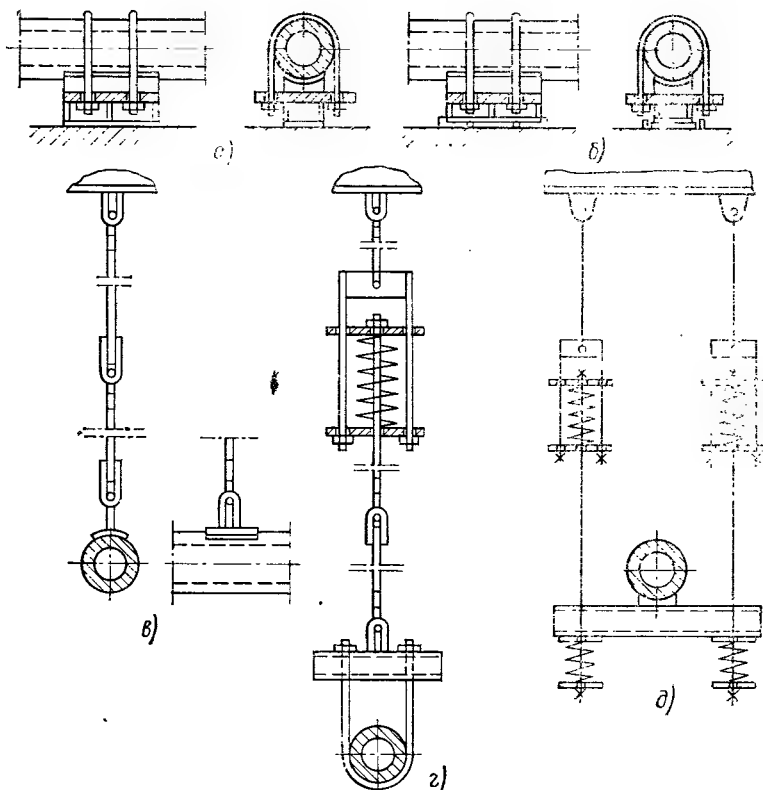


Рис. 9.9. Конструктивные схемы опор и подвесок для трубопроводов.

Приведенное напряжение от внутреннего давления

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{p [d_n - (s - c)]}{2(s - c)} = \frac{14 [133 - (16 - 0,76)]}{2(16 - 0,76)} = 54,1 \text{ МПа.}$$

Прибавка c при наибольшем минусовом допуске по толщине стенки в 5% определялась из формулы $c = A(s - c)$, причем согласно нормам $A = 0,05$, тогда

$$c = s \frac{A}{1 + A} = 16 \frac{0,05}{1 + 0,05} = 0,76 \text{ мм.}$$

Эквивалентное напряжение от самокомпенсации должно быть не более

$$0,87\sigma_{\text{доп}} \sqrt{2 - (\sigma_{\text{пр}}/\sigma_{\text{доп}})^2} = 0,87 \cdot 88 \sqrt{2 - (54,1/88)^2} = 97,3 \text{ МПа.}$$

Условие прочности удовлетворяется:

$$\sigma_s^{\text{ск}} = 40,8 \text{ МПа} < 97,3 \text{ МПа.}$$

Если в результате расчета выявляется недостаточная компенсирующая способность трубопровода, применяют компенсаторы темпера-

турных расширений. Гнутые П-образные компенсаторы из труб разрешается применять для любых давлений и температур среды. Во избежание скопления перед компенсатором конденсата, образующегося обычно в процессе прогрева паропровода, П-образные компенсаторы рекомендуется располагать горизонтально. Для паропроводов регенеративных и теплофикационных отборов турбин на давление ниже 0,7 МПа допускается применение более компактных линзовых компенсаторов.

Опоры и подвески трубопровода предназначены для восприятия его веса и одновременно — обеспечения свободных температурных перемещений всех промежуточных точек трассы.

В зависимости от конструктивного типа и назначения опоры (рис. 9.9) подразделяются на четы-

ре типа: неподвижные («мертвые») (а); направляющие (скользящие, роликовые или шариковые) (б); жесткие подвески (в); пружинные подвески и опоры (г, д). Неподвижные опоры не допускают ни линейных, ни угловых перемещений закрепленных точек. Направляющие опоры допускают перемещения лишь в одном направлении (обычно — горизонтальном вдоль оси трубопровода). Жесткие подвески допускают перемещения в любом направлении горизонтальной плоскости. Пружинные подвески и опоры обеспечивают перемещения в любом, в том числе и вертикальном, направлении. Типы и конструкции опор нормализованы.

Неподвижными опорами трубопровод прикрепляется к строительным конструкциям здания и тем самым разбивается на участки, более или менее самостоятельные по компенсации температурных расширений. Неподвижные опоры помимо весовой нагрузки должны воспринимать усилия и моменты от самокомпенсации температурных расширений.

Направляющие опоры используются для участков трубопроводов, где перемещения происходят в горизонтальной плоскости (обычно — вдоль оси трубы). Это — прямолинейные участки вблизи неподвижных опор, сборные и переклещательные магистрали для поперечных связей, прокладываемые вдоль главного здания ТЭС. Шариковые и роликовые опоры здесь более предпочтительны, чем скользящие, создающие за счет трения дополнительные усилия в трубопроводах, достигающие 15—20% весовой нагрузки на опоры.

Для участков трубопроводов, перемещающихся при его нагревании в любом, в том числе и вертикальном, направлении используют пружинные подвески с нормализованными пружинами. Последние выбираются по грузоподъемности и по допускаемому вертикальному

перемещению. Параллельная установка пружин на опоре повышает ее грузоподъемность пропорционально числу пружин. Последовательная установка пружин пропорционально повышает допускаемое вертикальное перемещение трубопровода.

Для ограничения напряжений от весовых изгибающих моментов расстояния между соседними опорами по горизонтали не должны превышать 5—8 м. Количество опор на вертикальных участках можно уменьшить.

9.3. Расчет гидравлических и тепловых потерь в трубопроводах и их тепловая изоляция

Внутренний диаметр, м, трубопровода определяется по принятой скорости движения среды, исходя из максимально возможного в эксплуатации ее расхода:

$$d_v = \sqrt{4D/(\pi w \rho)}, \quad (9.22)$$

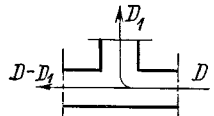
где D — расход среды, кг/с; w — скорость движения среды, м/с; ρ — плотность, кг/м³.

При выборе скорости среды можно руководствоваться данными, приведенными в табл. 9.4. Повыше-

Таблица 9.4. Рекомендуемая скорость среды для стационарных трубопроводов

Наименование трубопровода	Скорость w , м/с
Паропроводы свежего пара от котлов к турбинам:	
докритических параметров	50—70
сверхкритических параметров	40—60
Паропроводы промежуточного перегрева:	
„горячие“ нитки	50—70
„холодные“ нитки	30—50
Паропровод к периодически действующим РОУ и БРОУ, предохранительным клапанам, выхлопным линиям	80—100
Трубопровод насыщенного пара	20—40
Питательные трубопроводы котлов	4—6
Конденсаторопроводы турбин	2,5—4
Всасывающие трубопроводы к насосам	0,5—1,5

Таблица 9.5. Коэффициенты местного сопротивления некоторых элементов трубопроводного тракта

Вид арматуры или фасонной части	Коэффициент сопротивления ζ_m
Задвижки сверхвысоких параметров: $d_y=100\div 200$ мм	0,4
$d_y=250$ мм	0,7
Запорные проходные литые вентили всех диаметров	3—5
Обратные вертикальные клапаны типа „Захлопка“	1,5—3
Гнутые из гладких труб лирообразные и П-образные компенсаторы	1,7
Линзовые одноволновые компенсаторы: $d_y=100\div 200$ мм	1,5
$d_y=250\div 300$ мм	1,2
Гнутые колена радиусом $R=(4,5\div 6)d_b$ при угле поворота: 90°	0,1
45°	0,06
Литые равнопроходные тройники при разделении потоков и в направлении прямого прохода (вдоль патрубка тройника) при $d_y>100$ мм для:	
	$D_1/D=0$ 0,14
	$D_1/D=0,5$ 0,16
	$D_1/D=1$ 0,6

ние скорости среды приводит к уменьшению необходимого диаметра и числа параллельных ниток трубопровода, т. е. капиталовложений в трубопровод. Одновременно увеличиваются гидравлические потери в трубопроводе, что отражается на снижении тепловой экономичности установки и приводит к увеличению расхода топлива, т. е. эксплуатационных расходов. Чрезмерное повышение скорости среды может вызвать быстрый износ уплотнительных поверхностей арматуры и вибрацию трубопровода.

При небольших перепадах давления, когда отношение удельных объемов среды в конце и в начале трассы не превышает 1,2, потеря

давления в трубопроводе определяется по формуле

$$\Delta p = \Sigma (\lambda l / d_b + \Sigma \zeta_m) \frac{w^2 \rho_{cp}}{2}, \quad (9.23)$$

где ρ — средняя плотность среды, кг/м³; l — длина трубопровода, м; λ — коэффициент трения прямых участков; ζ_m — коэффициент местных сопротивлений (табл. 9.5).

Коэффициент трения прямых участков λ зависит от относительной шероховатости внутренней поверхности труб и от характера движения потока среды в трубе, определяемого числом Рейнольдса $Re = wd_b / \nu$. При $Re > 2300$ поток является турбулентным и коэффициент трения можно определить по формуле

$$\lambda = [1,14 + 2 \lg (d_b / u)]^{-2}, \quad (9.24)$$

где u — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стенки трубы, которую для стальных бесшовных труб можно принять равной 0,18—0,22 мм (большие значения при сварке с подкладными кольцами).

При скорости движения пара больше 130—150 м/с и больших перепадах давления в трубопроводах, когда отношение удельных объемов среды в конце и в начале трассы превышает 1,2, применяются специальные методы расчета.

Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения безопасности труда обслуживающего персонала все трубопроводы, имеющие температуру среды выше 45°C (расположенные внутри помещений) и выше 60°C (расположенные вне помещений), должны защищаться тепловой изоляцией. Потеря тепла через изоляцию на 1 м длины трубопровода, Вт/м, может быть определена по формуле

$$q \approx \frac{\pi (t_1 - t_2)}{\frac{2,3}{2\gamma_{из}} \lg \frac{d_{из}}{d_n} + \frac{1}{\alpha_2 d_{из}}}, \quad (9.25)$$

Таблица 9.6. Характеристика некоторых теплоизоляционных материалов и изделий

Название теплоизоляционного материала и изделия	Объемная масса, кг/м³	Коэффициент теплопроводности $\lambda_{из}$, Вт/(м·°C)	Предельная температура, °C
<i>Гибкие изделия</i>			
Минераловатные прошивные в проволочной обертке маты	100—200	0,046—0,058	600
<i>Стекловидные изделия</i>			
Асбобмагнезиальный шнур	—	0,11	400
<i>Сыпучие материалы</i>			
Минеральная вата	100—200	0,046—0,058	600
Гранулированная минеральная вата	175—200	0,058—0,060	700
Асбозурит	600—800	0,174—0,220	900
Обожженный зернистый вермикулит	125	0,098	1100
<i>Жесткие изделия</i>			
Диатомовые изделия	500—700	0,185—0,269	900
Асбосиликатные изделия	250—400	0,081—0,093	600
Совелитовые изделия	350—400	0,089—0,093	500
Перлитовые изделия на цементной связке	250—400	0,079—0,093	600

где t_1 — температура протекающей среды, °C; t_2 — температура окружающего воздуха, принимаемая для помещений равной 25—30°C; α_2 — коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху, Вт/(м²·°C); d_n и $d_{из}$ — наружные диаметры трубы и поверхности теплоизоляции, м; $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м·°C) (табл. 9.6).

В формуле (9.25) не учитываются тепловые сопротивления стенки трубы и пограничного слоя между средой и стенкой, имеющие малые значения. Потеря теплоты через изоляцию на 1 м трубы, Вт/м, связана уравнением теплоотдачи с температурой наружной поверхности изоляции $t_{из}$, которая не должна превышать 50°C:

$$q = (t_{из} - t_2) \pi d_{из} \alpha_2. \quad (9.26)$$

Совместное решение уравнений (9.25) и (9.26) позволяет определить необходимую толщину слоя теплоизоляции. Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от поверхности изоляции к окружающему воздуху при свободном тур-

булентном его движении можно рекомендовать формулу

$$Nu_v = A (Gr_v Pr_v)^n (Pr_v / Pr_c)^{1/4}, \quad (9.27)$$

где $Nu_v = \alpha_2 l / \lambda_v$ — критерий Нуссельта; $Gr_v = g \beta_v t_{из} l^3 / \nu^2 v$ — критерий Грасгофа; $Pr = \nu / a$ — критерий Прандтля; λ_v — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·°C); β_v — температурный коэффициент объемного расширения воздуха, °C⁻¹; $g = 9,81$ м/с²; ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с; a — коэффициент температуропроводности, м²/с. Индекс «в» обозначает воздух за пределами движущегося слоя; индекс «с» — наружную поверхность слоя изоляции.

Развитое турбулентное движение наступает при числах $Gr_v Pr_v \geq 6 \cdot 10^{10}$. В качестве определяющего размера l , м, для вертикальных участков трубопроводов принимается высота участка, для горизонтальных — наружный диаметр изоляции. Для вертикальных участков $A = 0,15$; $n = 1/3$; для горизонтальных $A = 0,5$; $n = 1/4$.

Для уменьшения теплотерь излучением теплоизоляцию трубопроводов закрывают снаружи листовым алюминием.

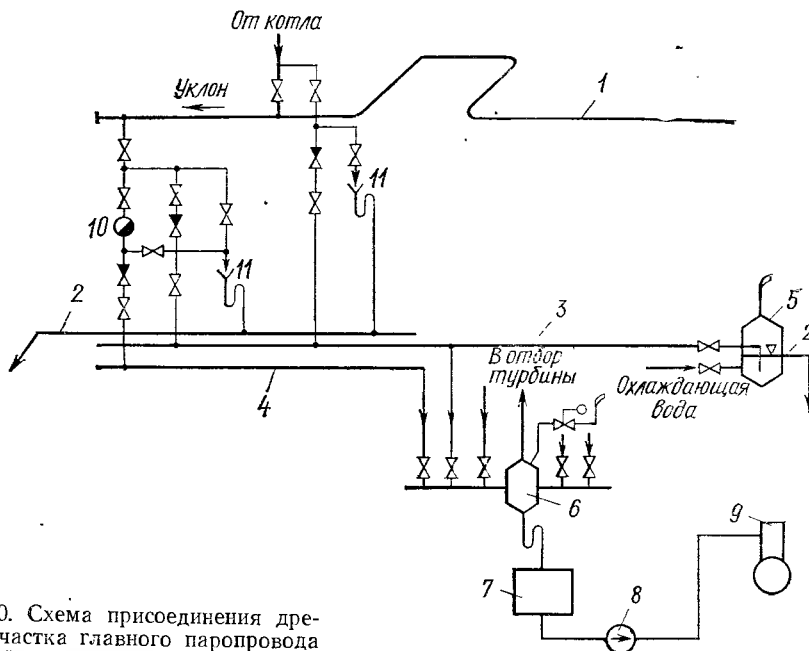


Рис. 9.10. Схема присоединения дренажей участка главного паропровода неблочной структуры.

1 — паровая магистраль; 2 — слив в сбросной циркуляционный водовод; 3 — продувочная магистраль; 4 — дренажная магистраль; 5 — барботер; 6 — расширитель дренажей; 7 — дренажный бак; 8 — дренажный насос; 9 — деаэрактор; 10 — конденсатоотводчик; 11 — открытый слив через воронку.

9.4. Дренаживание паропроводов

Образующийся во время работы и при прогреве паропроводов конденсат необходимо удалять, не допуская его скопления во избежание гидравлических ударов. Особенно тщательным должен быть дренаж главных паропроводов, так как вода представляет большую опасность для турбин. Многие аварии с паропроводами и турбинами были вызваны гидравлическими ударами, происходившими вследствие неправильного устройства или недостаточной пропускной способности систем дренажа. Во время эксплуатационных пусков паропроводов дренажная система должна позволять открытый слив конденсата. В начальный период пуска конденсат образуется весьма обильно, причем он загрязнен окислами железа. Давление в паропроводе в это время невелико, и конденсат сливают через открытые воронки в канализацию, чтобы иметь возможность

контролировать его сток и загрязненность. При появлении светлого конденсата в воронке открытый дренаж отключают (рис. 9.10) и включают «прямую» продувку через расширитель в дренажные баки, с которой удаляются конденсат и пар. Этим «пролетным» паром производится окончательный прогрев паропровода.

По мере повышения давления в паропроводе расход «пролетного» пара возрастает. По завершении прогрева и включении паропровода в работу «прямая» продувка прекращается и включается автоматический дренаж. Он производится через шайбы, конденсатоотводчики, петли и другие приспособления, отводящие конденсат с минимальными потерями пара и тепла. Автоматический или непрерывный дренаж делается из низких точек паропровода, где возможно скопление конденсата при работе. Продувка и слив предусматриваются из всех точек, где конденсат может задержи-

ваться во время стоянки и прогрева.

Отводы паропроводов от паровых магистралей желательно делать сверху или сбоку, чтобы скапливающийся перед запорным органом конденсат не увлекался паром. Паропроводы на горизонтальных участках надо прокладывать с уклоном 0,002—0,006 в сторону точки отвода дренажа. Место отвода дренажа надо выбрать так, чтобы поток пара увлекал за собой конденсат к точке дренирования.

Запорные вентили на дренажных линиях должны устанавливаться непосредственно у точек отвода конденсата из паропровода. При продувке паропровода они должны быть полностью открыты во избежание износа потоком дренажа. Вторые по ходу дренажа вентили используются для регулирования его расхода. Включение «прямой» продувки и автоматического дренажа в магистраль следует производить через обратный клапан во избежание заброса воды в паропровод из дренажной линии в случае повышения в ней давления при одновременном сбросе в нее дренажей из других паропроводов.

Методы расчета проходных сечений дренажных трубопроводов изложены в специальной литературе. Сечение общей дренажной магистрали должно быть равно сумме проходных сечений труб из отдельных дренажных точек. Не следует объединять дренажи паропроводов различных давлений в одну магистраль: вследствие подпора дренажи низкого давления работать не будут.

Для использования тепла пара и конденсата продувки дренажи подают в расширитель, соединенный по пару с отбором турбины, а по воде — с дренажным баком. Пар используется в регенеративной системе, а конденсат перекачивается в деаэратор.

Важным элементом дренажной системы является конденсатоотводчик. Различают конденсатоотводчи-

ки непрерывного и периодического действия. Отвод дренажа через конденсатоотводчики обязателен для паропроводов насыщенного пара и тупиковых участков паропроводов перегретого пара. Максимальная пропускная способность конденсатоотводчика должна вчетверо превышать средний расход конденсата.

9.5. Трубопроводная арматура

Энергетическая арматура по назначению подразделяется на запорную, регулирующую, дросселирующую, защитную, предохранительную и контрольную.

Арматура для ТЭС изготавливается на заводах: Чеховском заводе энергетического машиностроения (ЧЗЭМ), Таганрогском «Красный котельщик» (ПО ТКЗ) и на Барнаульском котельном (БКЗ). БКЗ и ПО ТКЗ выпускают арматуру на условное давление 6,4 и 10 МПа и на температуру не выше 450°C. ЧЗЭМ является специализированным предприятием по выпуску арматуры для энергетических установок высоких и сверхвысоких параметров.

Трубопроводная арматура выбирается по условному давлению p_y и по диаметру условного прохода d_y .

По схеме управления арматура может быть с ручным или дистанционным управлением (с ручным, электрическим, электромагнитным, пневматическим, паровым или гидравлическим приводом) и управляемая автоматически сервоприводом, получающим импульсы от изменения потока среды или ее параметров.

По конструкции различают арматуру с фланцевыми крышками и бесфланцевую с самоуплотняющимся соединением корпуса с крышкой. Арматура присоединяется к трубопроводам на сварке.

Запорная арматура служит для включения и отключения потока среды и представлена вентилями и задвижками. Запорные вентили

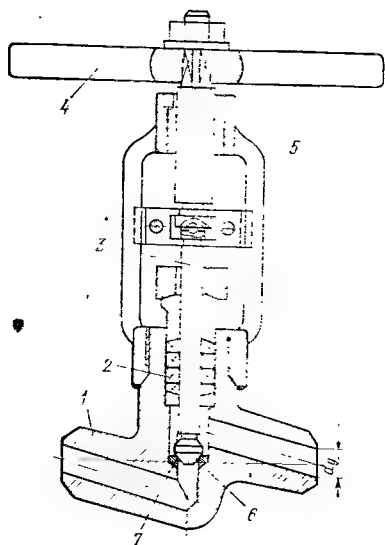


Рис. 9.11. Запорный вентиль ЧЗЭМ с рукояткой $d_y=10$ и 20 мм на рабочие параметры воды до 38 МПа и 280°C и пара до $25,5$ МПа и 565°C .

1 — корпус; 2 — сальниковая набивка; 3 — шток, 4 — рукоятка; 5 — шпindel; 6 — золотник; 7 — седло.

(рис. 9.11) выпускаются на $d_y \leq 150$ мм, поскольку у них с увеличением проходного сечения прогрессивно возрастает усилие на шпindel. Гидравлическое сопротивление вентилей больше, чем задвижек, но они удобнее при ремонте и обеспечивают высокую герметичность. Вентили используются в основном на вспомогательных паровых и водяных трубопроводах. Задвижки (рис. 9.12) выпускаются на условные проходы $d_y=100 \div 600$ мм. Запорный орган задвижек выполняется в виде клинового затвора с двумя самоустанавливающимися дисками (тарелками) и двух седел, вваренных в тело корпуса. Тарелки закрепляются в обойме при помощи двух тарелкодержателей и распираются специальным грибком. Задвижки оперативного назначения, а иногда и вентили, снабжаются электроприводом с управлением со щита или по месту.

Регулирующая и дросселирующая арматура предназначена для изменения и поддержания в трубо-

проводе, резервуаре или системе параметров среды и ее расхода и включает в себя регулирующие и дроссельные вентили и клапаны, редукционные установки, охладители пара, регуляторы уровня, конденсатоотводчики. В качестве регулирующей арматуры применяют односедельные и двухседельные клапаны. Последние сложнее, но требуют меньшего усилия для перемещения, так как они разгружены по давлению среды. Для улучшения регулировочной характеристики клапаны профилируют. Регулирующая арматура, как правило, имеет электропривод, выпускаемый в виде колонки дистанционного управ-

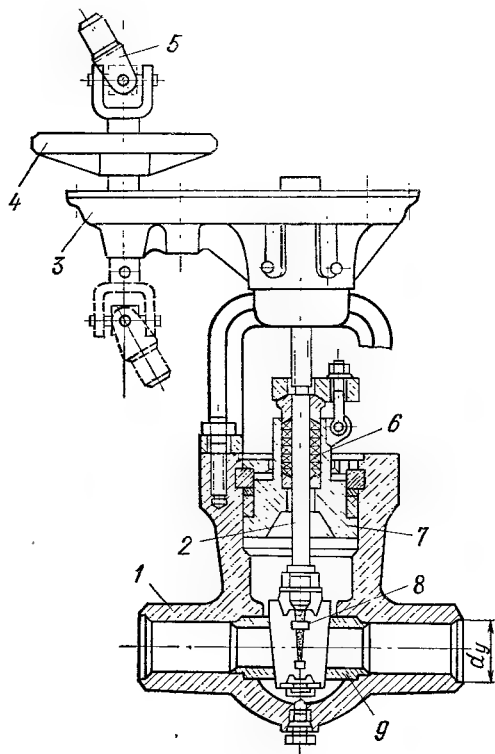


Рис. 9.12. Задвижка $d_y=100 \div 300$ мм ЧЗЭМ с приводной головкой и цилиндрической зубчатой передачей на параметры воды до 38 МПа и 280°C и пара до $25,5$ МПа, 565°C (соединение корпуса с крышкой бесфланцевое).

1 — корпус; 2 — шток; 3 — зубчатая передача; 4 — штурвал; 5 — дистанционный привод; 6 — сальниковая набивка; 7 — крышка; 8 — клиновой затвор; 9 — седло.

ления. Уплотнительные поверхности арматуры выполняются наплавкой на основной металл корпуса и затвора сплавов аустенитного класса с высокой эрозионной стойкостью, достаточной твердостью и стойкостью против задирання.

Защитная арматура предназначена для аварийного отключения агрегата или аппарата (паровой турбины, ПВД и др.). К защитной арматуре в энергетике относят также обратные клапаны, не допускающие обратного потока среды. Помимо автоматических стопорных клапанов у турбин с промежуточным перегревом пара перед ЧСД устанавливаются защитные (отсечные) клапаны, имеющие по большей части гидравлический привод иногда с электрически управляемым пилотом. Группы ПВД снабжают автоматическими клапанными коробками для обходного перепуска питательной воды в случае непрекращающегося чрезмерного повышения уровня дренажа в подогревателях. Обратные клапаны предназначены для автоматического предотвращения потока среды в обратном направлении и подразделяются на горизонтальные и вертикальные. Первые устанавливают на горизонтальных участках трубопроводов крышкой вверх с направлением потока под тарелку (золотник) снизу вверх. Вертикальные клапаны предназначены для напорных патрубков питательных насосов с направлением потока среды под тарелку и присоединяются к насосу при помощи фланца, а к трубопроводу сваркой. Вертикальные обратные клапаны помимо основной функции несут еще одну — предохраняют насос от запаривания, для чего в корпусе клапана имеется специальный патрубок, к которому присоединяется линия рециркуляции.

У обратных клапанов запорный орган может перемещаться поступательно или поворачиваться вокруг оси (захлопка). При проход-

ном сечении более 100 мм применяют принудительную посадку тарелки клапана с помощью пружины. На паропроводах регенеративных отборов турбины устанавливают обратные клапаны с соленоидным приводом, заблокированные с системой защиты турбины.

Предохранительная арматура защищает трубопроводы и резервуары от чрезмерного повышения давления. Это — предохранительные, импульсно-предохранительные и аварийные клапаны.

К предохранительной арматуре относятся предохранительные клапаны, которые должны обеспечивать достаточную плотность закрытия при относительно небольшом давлении прижатия к седлу и в то же время обладать большой чувствительностью к повышению давления. Пропускная способность предохранительного клапана зависит от его диаметра и высоты подъема тарелки. По высоте подъема различают низкоподъемные (для воды) и полноподъемные клапаны (для пара). По способу удержания тарелки в закрытом состоянии различают пружинные и рычажные клапаны. Первые могут иметь большое проходное сечение, сечение рычажных клапанов ограничивается усилием груза. Недостатком пружинных клапанов является возрастание противодействующего усилия по мере подъема тарелки. Для увеличения пропускной способности создана конструкция предохранительного клапана со вспомогательным импульсным рычажным клапаном. В последнее время применяются предохранительные клапаны с принудительным открытием и с принудительным прижатием тарелки к седлу при помощи электромагнита, воздействующего на рычажную систему импульсного клапана.

Контрольная арматура служит для контроля наличия или уровня среды. К ней относятся пробные и спускные вентили и краны, указатели уровня.

9.6. Технико-экономический выбор проходных сечений и числа ниток трубопроводов

Число параллельных ниток главного паропровода должно быть минимальным. Для доказательства этого следует воспользоваться формулами (9.22) и (9.23), из которых, пренебрегая местными сопротивлениями, для паропровода с заданным сопротивлением Δp , длиной l и расходом пара D после сокращений можно получить:

$$(\omega_1/\omega_2)^2 = (d_{в1}/d_{в2})^{1,25}, \quad (9.28)$$

где ω_1 и ω_2 — скорости пара при числе ниток z_1 и z_2 ; $d_{в1}$ и $d_{в2}$ — соответствующие внутренние диаметры паропровода.

Выражая скорость через расход среды и живое сечение трубопровода, получаем:

$$d_{в1}/d_{в2} = (z_2/z_1)^{0,38}. \quad (9.29)$$

Используя связь внутреннего диаметра паропровода с толщиной стенки

$$s = \frac{pd_{в}}{200 \sigma_{доп} - p} + c' \quad (9.30)$$

и определив массу затраченного металла (при плотности стали ρ_m)

$$M \approx \pi (d_{в} + 2s) sl z \rho_m \quad (9.31)$$

(надбавкой c' пренебрегаем), после преобразований окончательно получим:

$$M_1/M_2 \approx (z_1/z_2)^{0,238}. \quad (9.32)$$

Из выражения (9.32) следует, что при уменьшении числа параллельных ниток затраты металла на паропровод при принятых выше

условиях уменьшаются: уменьшение числа ниток вдвое дает сокращение расхода металла в 1,18 раза. Однако уменьшение числа ниток ограничивается максимальным диаметром пригодных по прочности труб, выпускаемых промышленностью.

Расчетные затраты на главный паропровод существенно зависят от параметров пара, изменяясь от 0,05 до 0,5 руб./ (кВт·год) при изменении параметров пара от 16 МПа и 535°C до 40 МПа и 650°C. Оптимальные падения давления в главном паропроводе Δp_0 при различных параметрах перед турбиной в процентах начального давления составляют:

p_0 , МПа	t_0 , °C	Δp_0 , %
16	535—565	2—3
23,5	535—565	2—4
30	565—650	3—5
40	565—640	4—6

Экономически оптимальное падение давления в горячих нитках промперегрева составляет около 1% давления промперегрева.

С увеличением давлений и предельных температур пара при существующих марках трубных сталей приходится увеличивать толщины стенок главных паропроводов. Это усугубляется ростом единичных мощностей блоков, что при однопоточных схемах влечет за собой увеличение проходных сечений и еще больший рост толщин стенок, требуемое значение которых выходит за пределы сортамента труб, выпускаемых трубопрокатными заводами. Это вызывает вынужденное решение расчленять паропровод на несколько параллельных ниток с неизбежным перерасходом металла.

Глава десятая

КОМПОНОВКА ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

10.1. Выбор места строительства и размещение сооружений на генеральных планах ТЭС и АЭС

Выбор площадок для ТЭС. Требования, предъявляемые к площадке ТЭС, весьма разнообразны и

диктуются преимущественно стремлением снизить стоимость сооружения и повысить экономичность эксплуатации станции. При выборе площадок практически невозможно наилучшим образом удовлетворить

всем основным требованиям. Выбор должен основываться на технико-экономическом сопоставлении конкурирующих вариантов.

Экономическая целесообразность приближения ТЭС к районам потребления электроэнергии может возникнуть лишь при использовании высококалорийных топлив. При низкосортном топливе электростанцию, как правило, выгоднее располагать ближе к месту его добычи.

Во всех случаях площадку для КЭС выбирают возможно ближе к источнику водоснабжения, ТЭЦ промышленного типа сооружают в непосредственной близости к тепловому потребителю. Отопительную ТЭЦ целесообразно располагать по возможности в центре теплового потребления, однако в этом случае допустим транспорт горячей воды на расстояние до 10 и иногда до 20 км. В связи с условиями расположения ТЭЦ на них в большинстве случаев приходится применять оборотную систему водоснабжения с градирнями.

Площадка электростанции должна быть расположена вблизи от магистральной железной дороги для доставки строительных конструкций и оборудования при строительстве, топлива и другого сырья во время эксплуатации. Подъездная ветка от ближайшей железнодорожной станции до площадки должна быть не длиннее 10—15 км, без сложных искусственных путей сооружений. В районе площадки ТЭС необходимы хорошие шоссейные дороги для доставки строительных материалов и сырья.

Выбор площадки производится с учетом геологического строения почвы, наличия вечной мерзлоты, сейсмичности района. Грунты площадки должны быть надежными и допускать сооружение электростанции без устройства дорогих оснований. Допускаемое давление на грунт должно быть не менее 0,2—0,25 МПа.

Площадка должна иметь по возможности ровную поверхность, с разностями высот не более 2—4 м, чтобы для планировки ее при строительстве требовался минимальный объем земляных работ.

Желательно, чтобы уровень грунтовых вод на площадке электростанции располагался на глубине более 3—4 м от уровня планировки местности, т. е. не выше обычного уровня залегания фундаментов зданий и оборудования и низа подвалов. В противном случае приходится осуществлять гидроизоляцию подземных частей зданий и сооружений.

Площадка КЭС обычно прилегает к водоему — к берегу реки или пруда-охладителя и вытянута вдоль него. При этом она не должна затапливаться паводковыми водами: площадка должна быть расположена по крайней мере на 0,5 м выше максимального уровня паводковых вод столетней повторяемости. В то же время во избежание чрезмерного расхода электроэнергии на привод циркуляционных насосов технического водоснабжения площадка электростанции не должна быть расположена чрезмерно высоко над нормальным уровнем воды в водоеме.

Электростанции на твердом топливе должны иметь вблизи от основной площадки места для золошлакоотвалов (овраги, старые русла рек и др.) на расчетный срок службы электростанции (не менее 25 лет).

При выборе площадки под строительство электростанции следует стремиться к минимальным расходам на отчуждение участка (снос жилого фонда и других строений, занятие пахотной земли). При выборе места для жилого поселка КЭС учитывается роза ветров: поселок располагается с наветренной стороны. При выборе района сооружения ТЭС учитывается также наличие местных строительных мате-

риалов (леса, песка, кирпича и др.). Для обеспечения охраны воздушного бассейна в районе сооружения электростанции должна быть предусмотрена возможность сооружения дымовых труб необходимой высоты (до 350 м), что обеспечивается отсутствием поблизости аэродромов и трасс низколетающих самолетов.

Генеральный план ТЭС. Генпланом электростанции называется план размещения на ее производственной площадке основных и вспомогательных сооружений. К ним относятся главное здание с относящимся к нему располагаемым на открытом воздухе оборудованием (золоуловителями, дымососами, дымовыми трубами, повышающими трансформаторами), электрический щит управления, электрические распределительные устройства, устройства водоснабжения, топливного хозяйства и золоудаления, помещение химической водоподготовки, служебное помещение, масляное хозяйство, мастерские, складские помещения и др.

Основным требованием к генплану ТЭС является наиболее компактное расположение сооружений на площадке, благодаря чему снижаются стоимость строительства и протяженность коммуникаций. При составлении генплана ТЭС руководствуются принципом расположения сооружений и объектов в соответствии с последовательностью технологического процесса: Топливный склад и систему топливоподачи желательно располагать рядом с главным зданием со стороны котельного отделения. Со стороны турбинного отделения параллельно главному зданию обычно размещается главное распределительное устройство и за ним — источник водоснабжения (при прямой и обратной прудовой системе). Однако при этом необходимо обеспечить достаточно широкий коридор для вывода линий электропередачи в обход главного здания, поскольку переброс высоко-

вольтных линий через водохранилище, а также над главным зданием нежелательны.

Должен быть обеспечен удобный вывод трубопроводов технологического пара к потребителям, шлакозоловой пульпы, технической, санитарной и ливневой канализации.

Выбор мест расположения искусственных охладителей (градирен) производится с учетом розы ветров с подветренной стороны открытых распределительных устройств во избежание обмерзания и обрыва проводов в зимнее время.

Топливоподача и насосная технологического водоснабжения во избежание излишних капиталовложений проектируются сразу на полную мощность станции. Водоводы циркуляционной воды и эстакаду топливоподачи подводят к главному зданию со стороны постоянного торца. На крупных электростанциях после достижения проектной мощности со стороны временного торца располагают вторую насосную и иногда предусматривают вход в главный корпус второй эстакады топливоподачи.

Генплан ТЭС должен предусматривать возможность расширения электростанции, для чего в створе главного здания и прочих основных сооружений со стороны временного торца не должно быть объектов, препятствующих расширению. При сооружении электростанции очередями не должна нарушаться эксплуатация введенной части станции. Следует также предусмотреть удобные транспортные связи основных объектов строительства ТЭС с укрупнительными и монтажными площадками, складами оборудования и сборных железобетонных деталей.

На рис. 10.1 представлен пример генплана типовой конденсационной пылеугольной электростанции мощностью 2400 МВт. Расположение сооружений ТЭС на генплане определено в основном системой технического водоснабжения, топливным

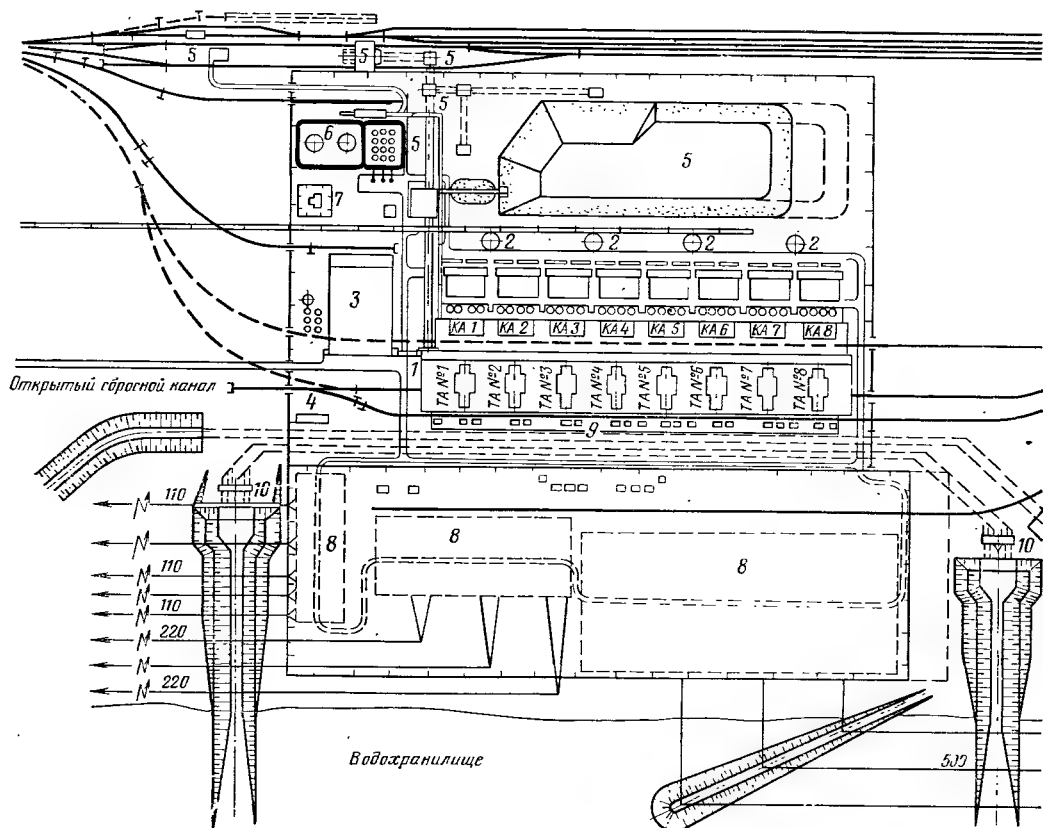


Рис. 10.1. Генеральный план типовой пылеугольной электростанции мощностью 2400 МВт с размещением открытого распределительного устройства перед фронтом машинного зала. 1 — главный корпус; 2 — дымовые трубы; 3 — вспомогательный корпус; 4 — водородные ресиверы; 5 — сооружения топливноподачи и топливного хозяйства; 6 — мазутное и масляное хозяйство; 7 — ацетиленокислородная установка; 8 — открытое распределительное устройство на 110, 220 и 500 кВ; 9 — установка трансформаторов; 10 — насосные станции технического водоснабжения.

хозяйством и схемой распределения электроэнергии.

Показателями экономичности генплана ТЭС служат коэффициент застройки площадки (участка), представляющий собой отношение площади, занятой зданиями, к полной площади участка в ограде (обычно 9—13%), и коэффициент использования территории — отношение площади, занятой всеми сооружениями, к полной площади участка в ограде (обычно 45—60%).

Выбор площадки для АЭС. При выборе площадки для строительства АЭС в основном руководствуются теми же требованиями, что и для ТЭС. Однако имеются некоторые специфические требования и осо-

бенности. Выбор места для сооружения АЭС не зависит от удаленности от районов добычи ядерного топлива. АЭС предпочтительнее строить в регионах, где ощущается недостаток органических топлив. Требование наличия удобного источника воды с достаточным расходом для АЭС еще более актуально, чем для КЭС на органическом топливе, поскольку конденсаторы турбин насыщенного пара при той же мощности потребляют существенно больше охлаждающей воды, чем при перегретом паре.

По действующим в СССР санитарным правилам район размещения площадки для АЭС должен обеспечивать возможность органи-

зации вокруг нее санитарно-защитной зоны, предназначенной для предотвращения вредного влияния на окружающую территорию и население возможных радиоактивных выбросов при работе АЭС. Размеры санитарно-защитной зоны определяются индивидуально в каждом конкретном случае.

Для строительства АЭС предпочтительны площадки с подветренной стороны по отношению к жилому поселку станции и к другим крупным населенным пунктам. По опыту строительства в СССР радиус круговой санитарно-защитной зоны вокруг АЭС составляет приблизительно 2—3 км. В этой зоне могут располагаться здания и сооружения подсобного и обслуживающего характера. Разрешается использование этой земли и для выращивания сельскохозяйственных культур.

Наивысший уровень грунтовых вод на площадке АЭС должен быть ниже отметки пола проектируемых сооружений не менее чем на 1,5 м и ниже глубины заложения подвалов зданий и подземных инженерных коммуникаций, так как при этом снижается опасность радиоактивного загрязнения грунтовых вод.

На площадках АЭС помимо зданий и сооружений одинакового с ТЭС назначения имеются специфические здания и сооружения: спецбытовой корпус, здание спецводоочистки, хранилища радиоактивных отходов, помещение специального вентиляционного центра, вентиляционная труба и др. Состав главного корпуса АЭС также во многом отличается от ТЭС. На АЭС с канальными реакторами большой мощности (например, РБМК-1000) склады для хранения свежего топлива выполняются в отдельных зданиях. Они должны иметь хорошую транспортную связь с реакторным отделением главного корпуса.

Хранилища для радиоактивных отходов («могильники») рекомендуется выполнять либо в подземном, либо в наземном виде с удалением

не менее чем на 50 м от водопроводных магистралей и не ближе 500 м от открытых водоемов, на незатопляемой территории, с учетом их возможного расширения. Желательно места для размещения хранилищ выбирать такие, где уровень грунтовых вод расположен примерно на 4 м ниже дна хранилища с обязательной надежной гидроизоляция последнего.

10.2. Основные требования к компоновкам главных зданий ТЭС

В состав главного здания ТЭС входят котельное и турбинное отделения и многоэтажное промежуточное помещение, включающее бункерную и деаэрационную этажерки. На блочных ТЭС сооружают совмещенную бункерно-деаэрационную этажерку, а при газомазутном топливе промежуточное помещение отсутствует. На старых ТЭС в состав главного здания иногда входит также служебное помещение. Теперь оно выполняется в виде отдельного здания, соединяемого с главным зданием переходным мостиком на уровне основной отметки обслуживания.

В промежуточном помещении размещают оборудование пылеприготовления, бункеры угля и пыли, последнее звено тракта топливоподдачи — раздающие ленточные конвейеры и пылепитатели. Здесь же располагают деаэраторы, трубопроводы острого пара, промперегрева и питательной воды, пускосбросные устройства, блочные щиты управления и распределительные устройства собственных нужд.

Под компоновкой главного здания понимается взаимное расположение входящих в состав главного здания помещений и размещение в нем оборудования и основных строительных конструкций. При этом должны быть выполнены ряд технических и экономических требований — должно быть обеспечено следующее:

надежная, безаварийная и безопасная эксплуатация оборудования; удобство и экономичность эксплуатации оборудования;

наилучшие условия труда персонала, надлежащие санитарно-гигиенические условия в помещении главного здания и в окружающей местности;

удобная технологическая связь главного здания с другими установками;

минимальные расходы на сооружение электростанции и удобство ремонта оборудования;

возможность расширения электростанции.

Технико-экономическим показателем компоновки главного здания является ее удельный строительный объем на 1 кВт установленной мощности. Для современных ГРЭС этот показатель равен 0,6—0,7 м³/кВт, для ТЭЦ—около 1,5 м³/кВт. Удельный строительный объем главного корпуса зависит от компактности размещения оборудования, степени его открытия (расположения на открытом воздухе), тепловой схемы станций, вида сжигаемого топлива и единичной мощности устанавливаемых агрегатов.

Перечисленные выше требования следует конкретизировать.

1. Для надежной работы питательных насосов должен быть обеспечен подпор воды на их всасе, для чего деаэраторы располагают на 15—25 м выше осей насосов. Во избежание застревания топлива стенки бункеров должны иметь достаточный уклон. Взрывоопасное оборудование систем пылеприготовления (сепараторы, циклоны) следует располагать на открытом воздухе (на крыше промежуточного помещения). Для снижения пожарной опасности маслопроводы турбоагрегатов следует располагать дальше от горячих паропроводов, а мазуто- и маслохранилища — вдали от главного здания. Если над распределительным устройством собственных нужд станции или над блочным

щитом приходится размещать баки и трубопроводы — между ними должно быть водонепроницаемое перекрытие.

2. Основные площадки обслуживания оборудования и блочные щиты должны располагаться по возможности на одинаковых отметках, чтобы избежать переходов по лестницам. Арматуру и местные контрольно-измерительные приборы следует располагать группами в легкодоступных и хорошо освещенных местах по возможности на основной отметке обслуживания. Между оборудованием должны оставаться достаточно широкие проходы.

Оборудование должно располагаться по последовательности технологического процесса с минимальной длиной коммуникаций и высотой подъема, что уменьшает потери теплоты и энергии при транспортировке сред (котлы и турбины, циркуляционные насосы и конденсаторы, сетевые насосы и подогреватели, деаэраторы и питательные насосы, котлы, золоуловители и дымососы и др.).

3. Желательно обеспечить естественное освещение и вентиляцию всех рабочих мест. При отсутствии такового рекомендуется использовать лампы дневного света. Тепловые щиты устанавливаются в местах с хорошим освещением и вентиляцией, блочные щиты — с кондиционированием воздуха. Должна производиться очистка дымовых газов от летучей золы, а высота дымовых труб должна обеспечивать допустимую концентрацию вредных веществ на уровне дыхания в окружающей местности.

4. Турбинное отделение главного здания должно быть максимально приближено к источнику технического водоснабжения и иметь удобную связь с главным распределительным устройством. Топливное хозяйство и система шлакозолоудаления должны располагаться поблизости от котельного отделения. Цех химводоподготовки должен на-

ходиться на небольшом расстоянии от постоянного торца главного здания, где расположены насосы и подогреватели сырой воды и деаэраторы добавочной воды. Котельные агрегаты должны быть повернуты хвостовыми газоходами в сторону дымовых труб.

5. Минимальные затраты на сооружение электростанции обеспечиваются размещением тяжелого оборудования и вращающихся механизмов большой мощности по возможности на нулевой или низких отметках. Расположение распределительного устройства собственных нужд выбирается так, чтобы длина кабелей была минимальной. Расстояние между котлами и турбинами, удельный объем здания, длины пролетов и высоты помещений должны быть минимальными, но без нарушения сформулированных выше условий в части удобств обслуживания и ремонта.

Для удобства ремонтных работ должны быть предусмотрены монтажно-ремонтные площадки, грузоподъемные механизмы, проемы для подъема и опускания грузов, грузовые и пассажирские лифты, железнодорожные въезды на нулевой отметке в турбинное и котельное отделения, проезды для грузового автотранспорта.

6. Для обеспечения возможности удобного расширения электростанции одна из торцевых стен здания выполняется как временная, позволяющая быстро переносить ее к новому торцу. Через ворота в торцевых стенах котельного и турбинного отделений прокладываются подъездные пути широкой колеи для доставки оборудования. У временного торца на открытом воздухе располагаются монтажно-укрупнительные площадки, снабженные козловыми кранами на рельсовом ходу для перемещения оборудования и строительных конструкций. Со стороны временного торца не должно быть никаких сооружений, препятствующих расширению электростанции.

10.3. Основные принципы и типы компоновок главных зданий современных ТЭС

На первых электростанциях, сооружавшихся в 30-е годы по плану ГОЭЛРО, принималась компоновка главного здания с двухрядными котельными, а также с расположением нескольких котельных перпендикулярно к машинному залу, что объяснялось, во-первых, значительным отставанием единичной мощности котлов по отношению к мощности турбоагрегатов из-за слоевого способа сжигания топлива, и, во-вторых, затруднениями с подачей топлива в котельную в вагонетках по эстакадам. В современных компоновках главного здания применяется исключительно параллельное размещение турбинного и котельного отделений с однорядным расположением котлов и турбин (рис. 10.2). Преимуществами такого размещения являются значительно меньшие длина трубопроводов, удельный строительный объем и стоимость строительной части главного здания, а также значительно большее удобство обслуживания оборудования.

Возможны два способа размещения турбин в машинном зале: продольное (рис. 10.2, а) и поперечное (рис. 10.2, б). В первом случае меньше пролет турбинного отделения и дешевле его перекрытие и мостовой кран. Но турбинное отделение получается длиннее котельного и при расширении станции продольные размеры первого увеличиваются быстрее размеров второго. Это приводит к нежелательному удлинению коммуникаций и, в первую очередь, трубопроводов острого пара и питательной воды. Часть промежуточного помещения — бункерная этажерка имеет длину, одинаковую с длиной котельного отделения. Длина деаэраторной этажерки одинакова с длиной машинного зала. Продольное расположение турбин в машинном зале может

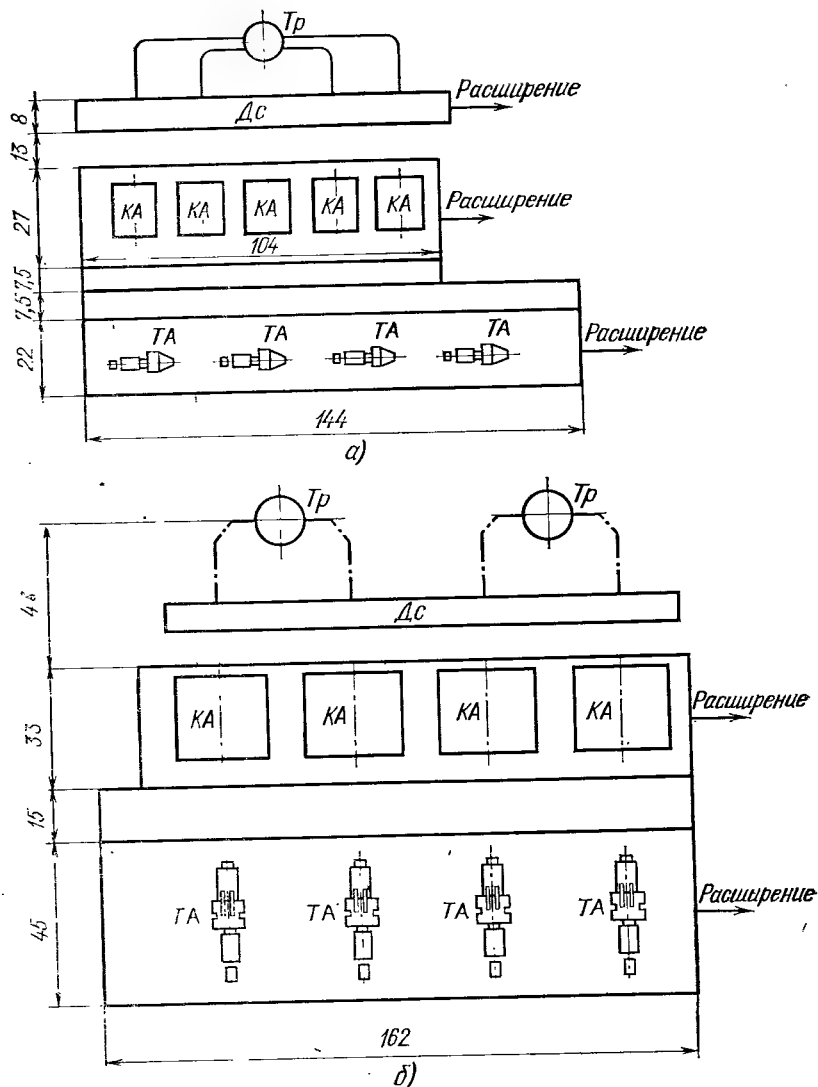


Рис. 10.2. Планы компоновок главного здания ТЭС с расположением однорядных котельных отделений параллельно машинному залу при продольном (последовательном) (а) и поперечном (б) расположении турбоагрегатов.

ТА — турбоагрегат; КА — котельный агрегат; Дс — дымососы; Tr — дымовая труба.

быть последовательное (рис. 10.2, а) с расположением паровых частей в одну сторону, и встречное, когда турбины располагаются попарно паровыми частями навстречу друг другу. Преимуществом встречного расположения является возможность объединения площадок обслуживания соседних турбин. Недостаток — зеркальное расположение оборудования и возможность пута-

ницы в оперативных действиях персонала. Конфигурация трубопроводных трасс при этом усложняется.

Различают разомкнутую и сомкнутую компоновки главного здания (рис. 10.3). В первом случае котельное КО и турбинное ТО отделения выполняются в виде отдельных расположенных рядом зданий, соединенных переходными мостиками ПМ на уровне основной отметки

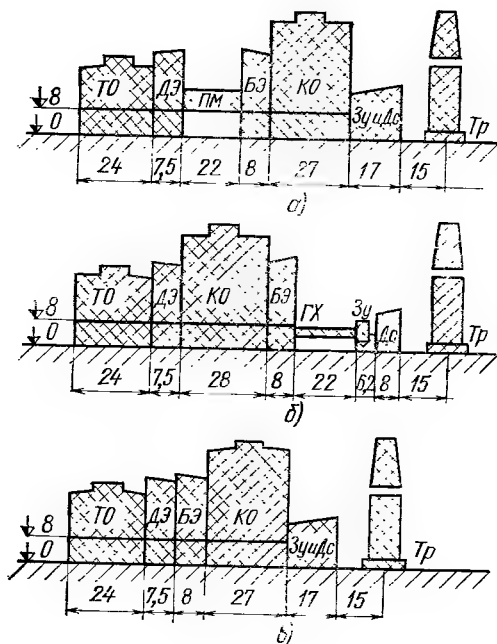


Рис. 10.3. Типы компоновок главного здания неблочных ТЭС в поперечном разрезе. а — разомкнутая; б — сомкнутая с наружным бункерным отделением; в — сомкнутая с внутренним бункерным отделением; ТО — турбинное отделение; ДЗ — деаэрационная этажерка; ПМ — переходные мостики; БЗ — бункерная этажерка; КО — котельное отделение; Зулдс — золоуловители; ГХ — газоходы; Тр — дымовая труба.

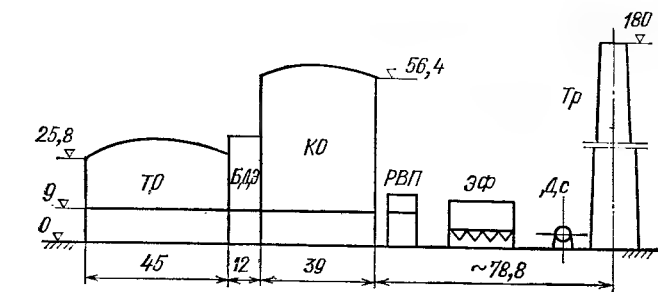
обслуживания (рис. 10.3, а), во втором они образуют единое главное здание. При разомкнутой компоновке достигается лучшее естественное освещение и вентиляция и более удобное размещение оборудования, но увеличиваются длина трубопроводов и объем здания, что приводит к увеличению капитальных затрат и эксплуатационных расходов, поэтому в настоящее время разомкнутая компоновка ТЭС не применяется.

Сомкнутые компоновки главного корпуса электростанций на твердом топливе подразделяются на два основных типа: с внешним (рис. 10.3, б) и с внутренним (рис. 10.3, в) бункерным помещением. В первом случае обеспечиваются естественное освещение и вентиляция основных площадок обслуживания котлов и короткие трубо-

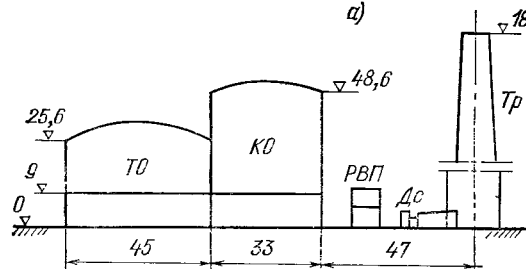
проводы, однако усложняется вывод дымовых газов и удлиняются газоходы ГХ котла. Компоновка с внутренним расположением бункерной этажерки имеет минимальный удельный объем здания, она была принята в качестве основной. Этот же тип компоновки использован и для блочных установок с промежуточным перегревом пара мощностью 150, 200 и 300 МВт (рис. 10.4). Особенности этих компоновок было поперечное расположение турбоагрегатов ТА в машинном зале, что позволило максимально приблизить турбины к котлам. Котлоагрегаты КА располагались соосно с турбинами. Сокращению длины паровых и водопитательных коммуникаций в блочных компоновках способствовал переход к однопролетному промежуточному помещению при твердом топливе (рис. 10.4, а) и отказ от промежуточного помещения при газомазутном топливе (рис. 10.4, б, в). Деаэраторы, блочные щиты, паропроводы и питательные магистрали с арматурой размещаются в последнем случае на разных уровнях в пределах пролета котельного отделения.

Для блоков мощностью 500 МВт можно сохранить этот же тип компоновки с поперечным расположением турбоагрегатов, но с увеличением пролета машинного зала до 51—54 м. При мощностях блоков 800 и 1200 МВт пролеты машинного зала при поперечном расположении турбоагрегатов становятся слишком большими, поэтому приходится искать другие решения.

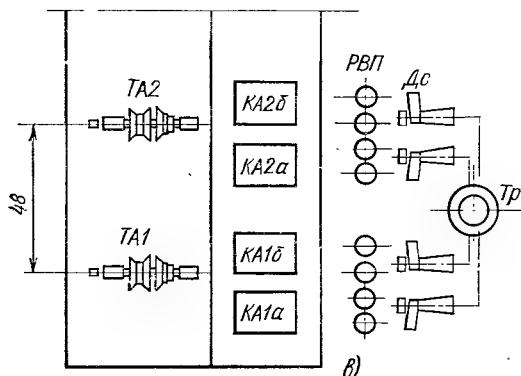
Одним из возможных решений является применение так называемой «зубчатой» компоновки (рис. 10.5, а, б), когда турбоагрегаты ТА располагаются продольно, а чтобы котлоагрегаты КА располагались ближе к турбинам и не возрастала длина главных трубопроводов, единое котельное помещение расчленяется на части с разрывами между ними. Каждую часть котельного помещения приходится обору-



а)

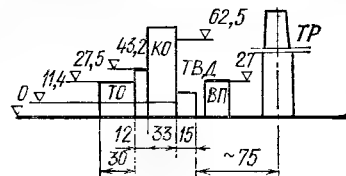


б)

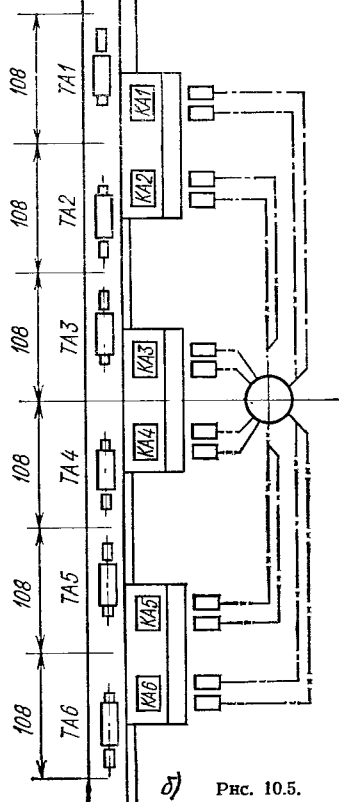


в)

Рис. 10.4.



а)



б)

Рис. 10.5.

Рис. 10.4. Компоновка главного здания блочных ГРЭС.

а — на твердом пылевидном топливе; б, в — на газе и мазуте; БДЭ — бункерно-деаэрационная этажерка; РВП — регенеративные воздухоподогреватели; ЭФ — электрофильтры; КА1а и КА1б — корпуса котла; ТА1, ТА2 — турбоагрегаты. Остальные обозначения как на рис. 10.2 и 10.3.

Рис. 10.5. Зубчатая компоновка главного здания электростанции с крупными блоками на газе и мазуте с котлами под наддувом. а — поперечный разрез; б — план;

ТВД — помещение турбовоздуховодов; ВП — воздухоподогреватель. Остальные обозначения см. рис. 10.2—10.4.

довать мостовым краном. Чтобы не слишком увеличивать число таких частей и кранов, котлы устанавливаются парами. Для компактного размещения котлов и сокращения длины коммуникаций в этом случае целесообразно встречное расположение турбоагрегатов паровыми частями навстречу друг другу соответственно парным котлам.

В разрывы между частями котельного отделения на открытом воздухе устанавливаются блочные трансформаторы и трансформаторы собственных нужд.

Другим возможным решением является применение двухпролетного машинного зала при поперечном расположении турбоагрегатов ТА (рис. 10.6). В этом случае стро-

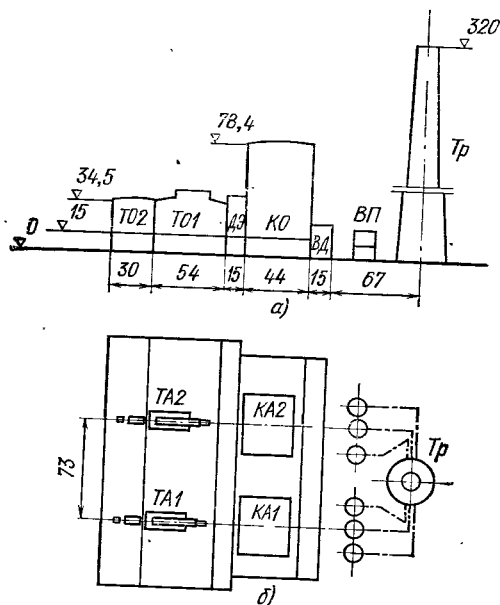


Рис. 10.6. Компоновка главного здания электростанции с блоками мощностью 1200 МВт на газе и мазуте с котлами под наддувом с двухпролетным машинным залом и с поперечным расположением турбоагрегатов.

TA1 — главный пролет турбинного отделения; TA2 — вспомогательный, второй, пролет турбинного отделения; ДЭ — деаэрационная этажерка; ВД — помещение турбовоздухоуловков. Остальные обозначения см. рис. 10.2—10.5.

ительная часть котельного отделения получается дешевле, так как отсутствует надобность в промежуточных стеновых ограждениях, применяющихся при расчлененном котельном отделении. Однако стоимость строительной части турбинного отделения и его грузоподъемных механизмов возрастает.

Компоновки главных зданий ТЭС можно классифицировать также по степени закрытия основных агрегатов — котлов и турбин. Заметим, что некоторые виды вспомогательного оборудования ТЭС (сепараторы и циклоны пылесистем, регенеративные и трубчатые воздухоподогреватели, дымососы и дутьевые вентиляторы, электрофилтры), в настоящее время почти во всех климатических зонах СССР (за исключением районов Крайнего Се-

вера) принято располагать на открытом воздухе. Основные агрегаты (котлы и турбины) могут устанавливаться на открытом воздухе лишь в самых южных районах СССР и только при условии применения специальных мер по укрытию коммуникаций и импульсных линий.

По степени закрытия основных агрегатов различают: а) закрытые компоновки, где котлы и турбины находятся внутри соответствующих помещений; б) полуоткрытые — где закрыт машинный зал, но применяется открытое размещение котельных агрегатов с навесами для защиты от осадков и с закрытыми галереями обслуживания; в) открытые компоновки, где на открытом воздухе располагаются как котлы, так и турбины, но остается закрытым конденсационное помещение турбоагрегатов. Турбоагрегаты защищаются от осадков легкими укрытиями типа ангаров.

В СССР сооружено несколько электростанций с полуоткрытой и с открытой компоновками оборудования в районах Кавказа и Средней Азии, однако опыт их сооружения и эксплуатации показал, что общая экономия капиталовложений невелика и не оправдывает усложнения эксплуатации и неудобств работы персонала. Поэтому в настоящее время полуоткрытые и открытые компоновки главного здания в СССР не применяются.

Компоновка котельного отделения во многом определяется видом сжигаемого топлива. На современных ТЭС применяются котлы П-, Т-, Г-образного и башенного типов, что находит отражение в компоновках котельных отделений. Т-образные котлы применяются при твердом топливе с абразивной золой. Резко упрощается компоновка котельного отделения при газомазутном топливе.

Для облегчения монтажных работ в котельном отделении предусматривается мостовой кран, который в дальнейшем используется при

ремонтах агрегатов. Котельное отделение имеет значительно большую высоту, чем турбинное, но перекрытие в нем выполняется лишь на высоте основной отметки обслуживания. Лишь при отсутствии в компоновке электростанции промежуточного помещения в котельном отделении делаются дополнительные перекрытия для размещения деаэраторов и трубопроводов. Для обеспечения работы мостового крана в основном перекрытии котельного отделения делаются огражденные монтажные проемы.

Машинный зал обычно делится по высоте на два помещения: в верхнем размещается турбина, в нижнем — конденсаторы и вспомогательное оборудование внутри и вокруг фундаментной рамы турбоагрегата. Иногда выполняется третий подвальный этаж, где прокладываются трубопроводы циркуляционной и сетевой воды. На верхнем этаже, соответствующем отметке блочного щита, вокруг турбоагрегата устраивают площадки обслуживания, соединяемые с галереями, идущими вдоль внешней стены и вдоль внутреннего ряда колонн по всей длине машинного зала. Между площадками обслуживания соседних турбин и галереями остаются проемы, свободные от перекрытия, позволяющие обслуживать вспомогательное оборудование мостовым краном машинного зала. Такое размещение турбоагрегатов в машинном зале называется островным. Этим улучшается освещение конденсационного помещения и удешевляется здание.

Питательные насосы у крупных блоков имеют большую мощность и представляют собой сложные агрегаты, имеющие собственное вспомогательное оборудование. Они размещаются на специальных фундаментах в проемах машинного зала и имеют собственные площадки обслуживания, расположенные на высоте около 5 м над нулевой отметкой конденсационного помещения.

Основной строительной частью

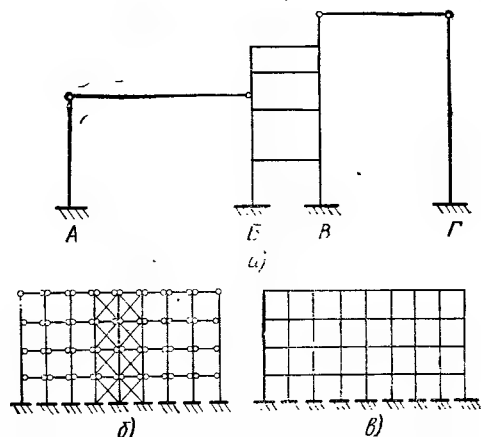


Рис. 10.7. Схема каркаса главного здания ТЭС.

а — поперечная рама; *б* — каркас в продольном направлении с шарнирными распорками и связями; *в* — то же с жесткими распорками.

главного здания ТЭС является его каркас, который может выполняться как из сборного железобетона, так и из металла. Независимо от материала каркаса большинство других элементов строительной части главного здания выполняются из сборного железобетона. Как при стальном, так и при железобетонном каркасе при пролетах 24 м и более используются металлические фермы. Каркас воспринимает нагрузки от оборудования, атмосферного воздействия и собственного веса строительных конструкций. Он состоит из колонн, ригелей и ферм, образующих в поперечном направлении раму с жесткими или шарнирными узлами.

Схема поперечной рамы одного из вариантов главного здания показана на рис. 10.7, *а*, где рама бункерно-деаэрационной этажерки в осях Б-В предусматривается с жесткими узлами, а стойки турбинного и котельного отделений по осям А и Г присоединяются к ней шарнирно через фермы.

Продольная жесткость главного здания обеспечивается шарнирными распорками со связями (рис. 10.7, *б*) или распорками, жестко присоединяемыми к колоннам и образующи-

ми рамную систему (рис. 10.7, в). Каркас здания в продольном направлении делится на температурные секции, длина которых зависит от шага блоков. При сборном железобетонном каркасе длина секции, не требующая расчета на температурные воздействия, не должна превышать 60 м. При металлическом каркасе длина секции принимается 150—200 м. Продольная жесткость каркаса может быть обеспечена выполнением короткой температурной секции 3×12 м у постоянного торца, в которой располагают связи, а в остальных секциях предусматривают жесткие крепления распорок без связей. Такое решение позволяет облегчить каркас за счет принятия ветровой нагрузки с постоянного торца на связи и обеспечить жесткий в продольном направлении устой каркаса.

Широкое применение сборного железобетона заводского изготовления для строительства ТЭС предусматривает унификацию строительных конструкций при максимальном сокращении количества типоразмеров. Приняты единые модульные размеры элементов из сборного железобетона: по длине 6 и 12 м, по ширине 3 м и по высоте 0,6 м. Шаг колонн главного здания принят 6 м и при крупных блоках 12 м.

Подземное хозяйство главного корпуса включает фундаменты под здание и оборудование и конструкции для прокладки коммуникаций (каналов, туннелей). Турбинное отделение имеет весьма насыщенное подземное хозяйство (трубопроводы, насосы и др.), поэтому целесообразно в его пределах сооружать подвал, где широко используются элементы сборного железобетона. Фундаменты под котлы и вспомогательное оборудование котельного отделения заглубляют до отметки фундамента под здание. Конструкции и размеры фундаментов под здание определяются действующими нагрузками и качеством грунта.

Применение фундаментов из сборного железобетона повысило индустриальность строительства электростанций. Типовые сборные фундаменты главного корпуса при шаге колонн 6 м выполняются в виде тавровых балок длиной 3—6 м и шириной 3 м. В верхней части предусматриваются выпуски арматуры, свариваемые с арматурой колонн. Фундамент устанавливается на песчаную подсыпку, а при необходимости увеличения площади подошвы под тавровую балку укладываются подкладные плиты. Между плитами и фундаментом предусматривается цементная подливка. При шаге колонн 12 м нагрузка на фундамент возрастает. В этом случае используется фундаментная лента таврового сечения, собираемая из фундаментных плит трапециoidalного сечения, имеющих паз, в который укладывается фундаментная балка (ребро) прямоугольного сечения и замоноличивается. На ребровую балку устанавливается колонна.

Для вспомогательных сооружений ТЭС, например под стойки перекрытия подвала, применяется сборный фундамент стаканного типа; в него закладываются сборные колонны и после выверки зазоры заливают цементным раствором.

Свайные фундаменты для главных корпусов имеют известные преимущества перед обычными при слабых грунтах: они облегчают прокладку трубопроводов циркуляционного водоснабжения, позволяют выполнять глубокие приямки, сокращают земляные работы. Применяются сваи призматические, винтовые и буронабивные.

Фундаменты под турбоагрегаты в настоящее время выполняются сборными из железобетона. Во избежание неравномерной осадки внизу устанавливается массивная монолитная железобетонная плита. По верху ригелей и балок фундамента выполняется вторая монолитная плита, на которой устанавливаются рамы турбины и генератора. Связи осуществляются сваркой выпусков арматуры, установкой дополнительной арматуры и бетонированием.

Фундаменты под котлы состоят из башмаков с укладкой в необходимых случаях подкладных плит, расширяющих площадь основания башмака. На башмаки устанавливаются подколонники, а на них — металлические колонны каркаса котла.

Конструкции фундаментов под вспомогательное оборудование зависят от характера и мощности агрегатов и места их установки — на грунте или на перекрытии. Использовать здесь сборный железобетон ввиду большого многообразия фундаментов нерационально. Устройство в турбинном отделении подвала позволяет в большинстве случаев отказаться от массивных фундаментов под вспомогательное оборудование.

На рис. 10.8 показан каркас главного корпуса ГРЭС с блоками

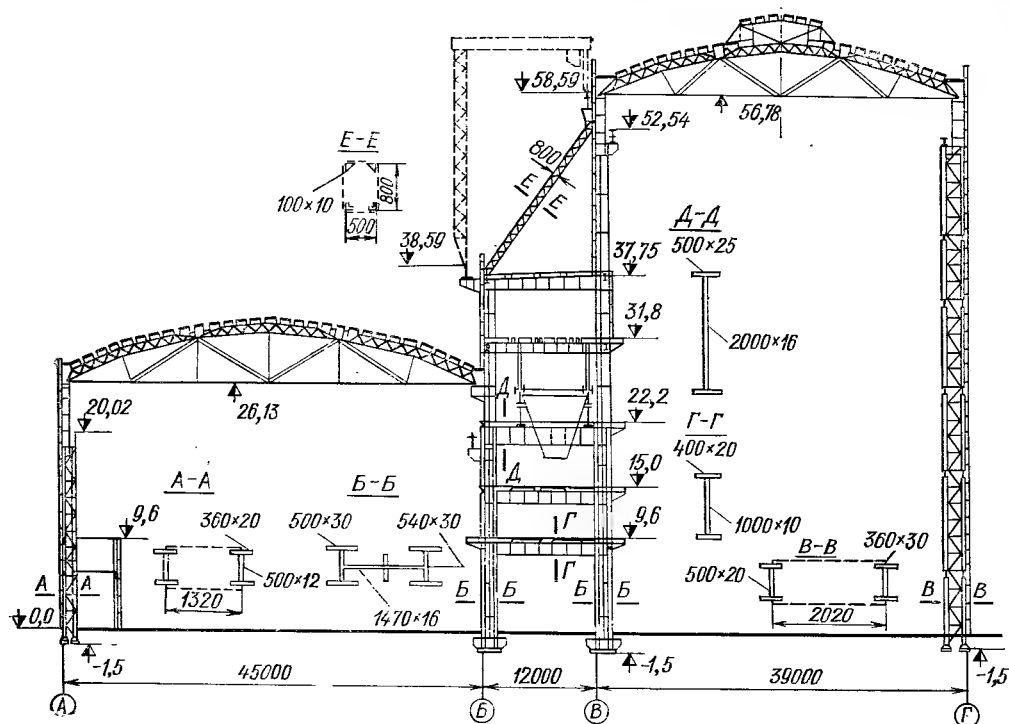


Рис. 10.8. Металлический каркас главного корпуса пылеугольной ГРЭС по типовому проекту.

мощностью 300 МВт на твердом топливе, выполненный из металла. Основными элементами каркаса являются колонны, опирающиеся на фундамент и расположенные в продольном направлении рядами с шагом 12 м. В поперечном направлении имеется обычно четыре ряда колонн, обозначаемых буквами А, Б, В, Г. В продольном направлении ряды колонн нумеруются цифрами от постоянного торца. Колонны расчленяются на транспортабельные элементы длиной при сборном железобетоне 8—13 м и при металле 22—25 м, массой не более 25—30 т. Элементы колонн стыкуются. Стыки подразделяются на укрупнительные и монтажные. Укрупнительные стыки выполняют при укрупнении заводских элементов до максимальной массы, соответствующей грузоподъемности монтажного крана. Монтажные стыки осуществляют непосредственно на объекте.

Монтажные стыки элементов колонн из сборного железобетона выполняют, как правило, на сварке и «сухими», т. е. без заливки бетоном. Для этого колонны в монтажных стыках имеют приторцованные стальные элементы (листы). Стык колонны с фундаментом осуществляется либо с заделкой колонны в стакан фундамента, либо устройством в торце колонны опорного зуба и сваркой арматуры.

Монтажные соединения металлического каркаса главного корпуса выполняются сваркой. Стык колонны с фундаментом выполняется с помощью металлического башмака. Башмак обычно располагается на глубине 1—1.5 м ниже пола первого этажа. Для установки и фиксации колонны при монтаже предусматриваются монтажные столики со стяжными болтами.

Колонны металлического каркаса выполняются решетчатыми или сплошными. Первые применяются при относительно малых нормальных усилиях и больших моментах. Они целесообразны для фасадных стен турбинного и котельного отделений. При больших нормальных усилиях и малых изгибающих мо-

ментах (колонны бункерно-деаэра-торных этажерок) применяются сплошные колонны обычно двутаврового сварного сечения.

Другими элементами каркаса являются ригели и продольные распорки. Эти элементы выполняются заводами на полную длину. Стыки ригелей и продольных распорок с колоннами также являются основными стыками каркаса. Они выполняются при металлическом каркасе с помощью монтажных столиков и накладок. При железобетонном каркасе в колонне предусматривается консоль, на которую устанавливается ригель, и осуществляется стык ригеля с колонной со сваркой арматурных выпусков и заполнением зазора бетоном. Стык продольной распорки с колонной может выполняться шарнирным или жестким. К закладной части колонны приваривается металлический столик, на который при монтаже устанавливается распорка. При шарнирном соединении закладная часть распорки приваривается к столику, горизонтальный лист которого выполняется гибким. При жестком соединении при помощи листовых накладок свариваются закладные части.

Междуэтажные перекрытия должны воспринимать значительные монтажные нагрузки (10—15 кПа), их выполняют из сборных ребристых крупнопанельных плит, укладываемых по верху ригелей.

Для хранения угля и торфа на ТЭС предусматриваются железобетонные или металлические бункеры различной конструкции и вместимости. При применении шаробарабанных мельниц монтируются бункеры сырого угля и пыли. Обычно на блок предусматривается два-три бункера сырого угля и один-два бункера пыли. При молотковых мельницах требуется два — четыре бункера сырого угля. Вместимость бункеров зависит от характера топ-

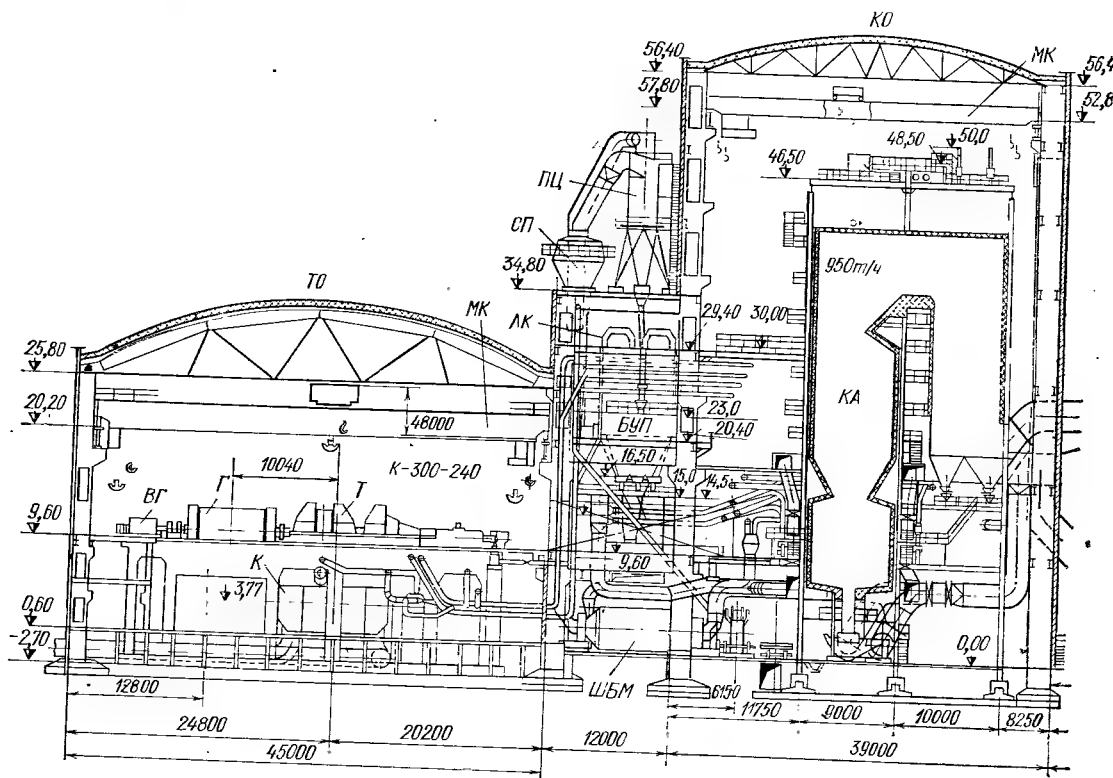


Рис. 10.9. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции мощностью α — поперечный разрез; б — план; ВГ — возбудитель генератора; МК — мостовой кран; ЛК — ленточный конвейер; РВГ — регенеративный воздухоподогреватель; ШБМ — шаробарабанная мельница; К — конденсатор; МХ — мостовые водоводы; БСУ — бункер сырого угля (на плане); Д — деаэрактор.

лива, производительности котлов и требуемого запаса топлива в бункерах. Вместимость бункеров сырого угля при каменных углях и АШ рассчитывается на 8 ч работы котла с полной нагрузкой, для бурых углей — на 5 ч, а вместимость бункеров пыли — на 2—2,5 ч.

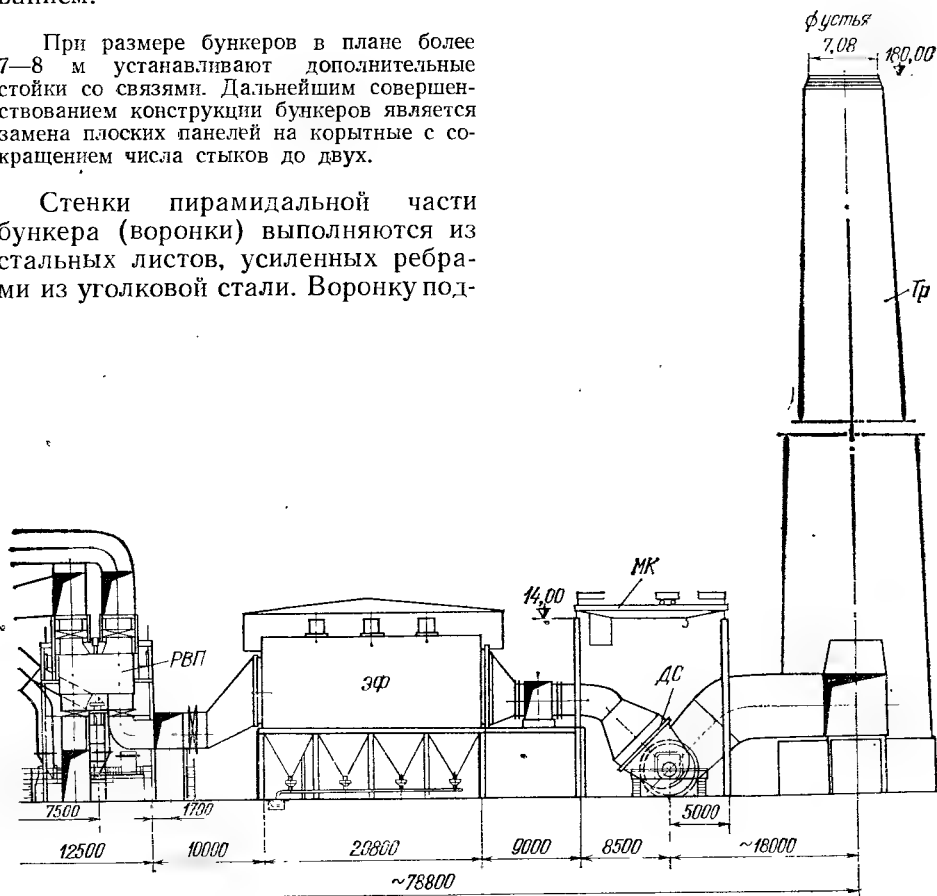
Угол наклона бункеров угля, сланца и пыли принимается не меньше 60° , а для торфа — не менее 65° . Наиболее совершенна смешанная конструкция бункера — верхняя призматическая и нижняя — пирамидальная. Призматическая выполняется из сборных железобетонных плит, соединяемых сваркой выпусков арматуры и бетонированием.

При размере бункеров в плане более 7—8 м устанавливают дополнительные стойки со связями. Дальнейшим совершенствованием конструкции бункеров является замена плоских панелей на корытные с сокращением числа стыков до двух.

Стенки пирамидальной части бункера (воронки) выполняются из стальных листов, усиленных ребрами из уголкового стали. Воронку под-

вешивают к металлическому ростверку, опирающемуся на ригели рамы бункерной этажерки. На ростверк опираются также железобетонные стенки призматической части бункера.

Подкрановые балки выполняют стальными с длиной пролетов 12 м под краны грузоподъемностью от 100 до 125 т. Для восприятия торможения предусматривается специальная тормозная площадка в виде горизонтальной фермы. Несущие конструкции кровельных покрытий выполняются обычно в виде балок или ферм, которые устанавливают



2400 МВт с энергоблоками по 300 МВт.

конвейер; СП — сепаратор пыли; ПЦ — пылевой циклон; БВП — бункеры сырого угля и пыли (на разрезе); масляное хозяйство; ПТН — паротурбинный питательный насос; БН — бустерный насос; ЦВ — циркуляцион-

в зависимости от шага колонн через 6 или 12 м. Для обеспечения пространственной жесткости фермы соединяются решетками из уголкового стали. По балкам и фермам укладываются крупнопанельные кровельные ребристые плиты, воспринимающие нагрузку от собственного веса покрытия с утеплителем и снега. Зазоры между плитами заливают цементным раствором. Применяются также сборные армоцементные оболочки.

Для стенового заполнения применяются армопенобетонные и керамзитобетонные панели, устанавливаемые на столиках, привариваемых к закладным деталям колонн. Для окон применяются световые панели в виде блоков, состоящих из рам, переплетов и остекления. Световые панели монтируют одновременно со стеновыми панелями.

Конструкции передвижных временных торцевых стен главного здания позволяют с минимальной разборкой передвигать их на новое место. Их каркас выполняется из металлоконструкций, а стеновое заполнение — из легких щитов с утеплителем. Для передвижки используется мостовой кран. У передвижной стены турбинного отделения каркас и стеновые панели подвешивают к пространственной ферме, снабженной тележкой, которая может передвигаться по подкрановым путям. Стена выполняется из укрупненных монтажных блоков, которые состоят из каркаса и стеновых панелей. Вертикальные элементы блока, соединяясь между собой, образуют несущие стойки каркаса, которые передают нагрузку на пространственную ферму. Для уменьшения пролетов стоек каркаса предусматриваются горизонтальные ветровые фермы, передающие нагрузку на каркас здания.

Передвижная торцевая стена турбинного отделения для прохода над фундаментом турбоагрегата расширения выполняется с отворотной ниже отметки 12,5 м частью по всей ширине.

В торцевой стене котельного отделения для провоза крупных блоков котла предусмотрен монтажный проем размером 18×14 м, который закрывается одним стеновым блоком, поднимающимся вверх.

Дымовые трубы выполняются высотой до 350 м. Как правило, их изготавливают из монолитного железобетона. Фундамент под трубу выполняется в виде круглой плиты с консолями и стаканом под ствол. Железобетонный ствол трубы имеет коническую форму. Для защиты оболочки ствола от температурных воздействий и вредного влияния дымовых газов внутри трубы предусматривается кирпичная футеровка из обычного или кислотоупорного кирпича. Между футеровкой и оболочкой предусматривается теплоизоляция из минераловатных плит или матов. При многоствольных трубах в трубе образуется вентилируемое пространство между стволами, где монтируются лифт и площадки. Для ремонта ствола достаточно отключить присоединенный к нему котел.

На рис. 10.9 приводится компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции с блоками К-300-240, с поперечным размещением турбоагрегатов в машинном зале и с совмещенной бункерно-деаэрационной этажеркой. Топливо — АШ, размалываемое в шаровых тихоходных барабанных мельницах. Система пылеприготовления имеет промежуточный бункер пыли.

10.4. Компоновка главного здания атомных электростанций

На атомных электростанциях в состав главного здания входят реакторное (или реакторно-парогенераторное) и турбинное отделения (залы), а также помещение бассейнов выдержки отработавших твэлов и некоторые другие службы. В этом же здании могут размещаться вентиляционный центр и другие помещения. Основные требования к компоновке главного здания АЭС в общем те же, что и для ТЭС, однако

имеются и специфические требования.

Компоновка АЭС должна быть прежде всего подчинена основному гигиеническому принципу деления по зонам. Различают зону строгого режима, где возможно воздействие на персонал радиационного излучения, а также загрязнение воздуха и поверхностей конструкций радиоактивными веществами, и зону свободного режима, где исключено воздействие радиации.

В зоне строгого режима все помещения подразделяются на необслуживаемые и полуслуживаемые. В зону строгого режима можно проходить только через санпропускник. К зоне строгого режима относятся центральная часть реакторного зала с реактором и смонтированным на нем оборудованием, шахты перегрузки и выдержки твэлов, помещения, где располагается оборудование и проходят трубопроводы контура радиоактивного теплоносителя. Машинный зал одноконтурных АЭС считается зоной строгого режима. К зоне свободного режима относят щитовые и другие помещения, предназначенные для постоянного пребывания людей. Машинный зал двух- и трехконтурных АЭС является зоной свободного режима.

Для АЭС с водным теплоносителем применяются только закрытые компоновки главного здания. Возможны разомкнутая и сомкнутая компоновки. При разомкнутой компоновке турбинное отделение располагают в отдельном здании, соединенном переходом с реакторным отделением. При этом удлиняются соединительные трубопроводы между отделениями, увеличивается объем главного здания. Разомкнутая компоновка удобна для сооружения защитной оболочки реакторного зала. Компоновка турбинного отделения двухконтурных АЭС с реакторами ВВЭР в основном идентична компоновке на ТЭС. Для турбин на насыщенном паре продольное расположение, как правило, предпочти-

тельнее в связи с большей длиной зала. К машинному залу примыкает деаэрационная этажерка, где на высоте основной отметки обслуживания размещается блочный щит.

В машинном зале одноконтурных АЭС биологическую защиту имеет нижняя (водяная) часть конденсаторов. Паропроводы радиоактивного пара прокладываются в верхней части конденсационного помещения непосредственно под площадками турбоагрегатов. Корпус турбины считается достаточной биологической защитой от радиоактивного пара (разреженной среды) для периодического кратковременного обслуживания. Остальное оборудование машинного зала (сепараторы, промежуточные пароперегреватели, регенеративные подогреватели, трубопроводы) связано с более плотной радиоактивной средой (водой), поэтому его располагают за бетонной стенкой под основной отметкой обслуживания.

Реакторы ВВЭР на двухконтурных АЭС первоначально размещали в шахтах, значительная часть которых была заглублена в землю. Например, у реакторов ВВЭР-440 заглубление реакторно-парогенераторного отделения составляет 12,5 м. Шахта герметично отделяет реактор от всего остального оборудования и является одновременно его фундаментом. Реакторы ВВЭР-1000 устанавливаются без заглубления. Это ускоряет и удешевляет строительство, так как не требуется рытье котлована и устраняется опасность попадания в боксы грунтовых вод и наведения в них радиоактивности. Для компоновок реакторно-парогенераторного отделения двухконтурных АЭС с реакторами ВВЭР-1000 характерно наличие водяной аккумулирующей емкости для охлаждения активной зоны в случае аварийного разрыва реакторного контура, а также размещение всего оборудования на большей высоте.

При дальнейшем развитии атомной энергетики возможно придется

сооружать АЭС вблизи крупных населенных пунктов, и тогда вопросы предотвращения попадания радиоактивности в окружающую среду будут приобретать все большее значение. В связи с этим оправдывается сооружение защитной оболочки для всего реакторного зала АЭС, хотя она и является дорогой. Для АЭС с реакторами ВВЭР-1000 для реакторного отделения предусмотрено защитная оболочка в виде железобетонного цилиндра диаметром 45 м. Изнутри железобетон покрыт стальной обшивкой. Оболочку применяют в сочетании с дополнительными устройствами, предотвращающими повышение в реакторном помещении давления.

Для современных компоновок АЭС характерен отказ от специального помещения для парогенераторов и размещение их в реакторном отделении. Парогенераторы на двухконтурных АЭС желательно располагать возможно ближе к реактору, чтобы сократить длину трубопроводов основного циркуляционного контура. Парогенераторы по высоте располагаются так, чтобы при снятой крышке реактора могла продолжаться естественная циркуляция в первом контуре: для этого отметка верха теплообменной поверхности парогенератора должна совпадать с отметкой верха корпуса реактора.

Для монтажа и ремонта оборудования и перегрузки твэлов в реакторном зале обычно размещают два мостовых крана. Один из них (большой грузоподъемности) должен быть рассчитан на подъем верхнего блока реактора с крышкой, другой (меньшей грузоподъемности) — для вспомогательных операций. Высота подкрановых путей главного крана и общая высота реакторного зала определяются условиями обеспечения подъема и транспортировки верхнего блока реактора. В реакторном отделении располагаются также вспомогательные устройства, связанные с перегрузкой

твэлов: бассейны перегрузки и кратковременного хранения отработавших твэлов, транспортно-технологические устройства. При сомкнутой компоновке АЭС эти системы выполняются объединенными для двух реакторов и размещаются между ними.

В пределах реакторного отделения все оборудование имеет дополнительную биологическую защиту в зависимости от интенсивности излучения. Наиболее мощная защита предусматривается для реактора. Защита парогенераторов и трубопроводов первого контура выполняется как единая для всей вне реакторной части первого контура. Одноконтурные АЭС с реакторами РБМК-1000 не имеют единой биологической защиты, так как ее размеры были бы чрезмерно велики. Все оборудование реакторного отделения здесь заключается в систему отдельных бетонных боксов.

Основное направление развития современных АЭС характеризуется созданием блочных установок, в состав которых входят реактор, связанные с ним парогенераторы и питаемые от них паром одна или две турбины. Практика строительства и эксплуатации показала целесообразность строительства АЭС в виде отдельных зданий для блоков при сомкнутой компоновке каждого из них (рис. 10.10). В этом случае можно перевести строительство на поточный метод (при одинаковых блоках), обеспечить широкий фронт работ и не совмещать эксплуатацию одного блока со строительством другого. Все это удешевляет и ускоряет строительство и облегчает эксплуатацию уже введенных блоков. Сомкнутая компоновка позволяет максимально сократить длину коммуникаций между реакторным и турбинным отделениями. Этому же способствует расположение турбоагрегата паровой частью в сторону реакторного отделения. Расположение деаэраторов, питательных насосов и ПВД на рис. 10.10 выполнено

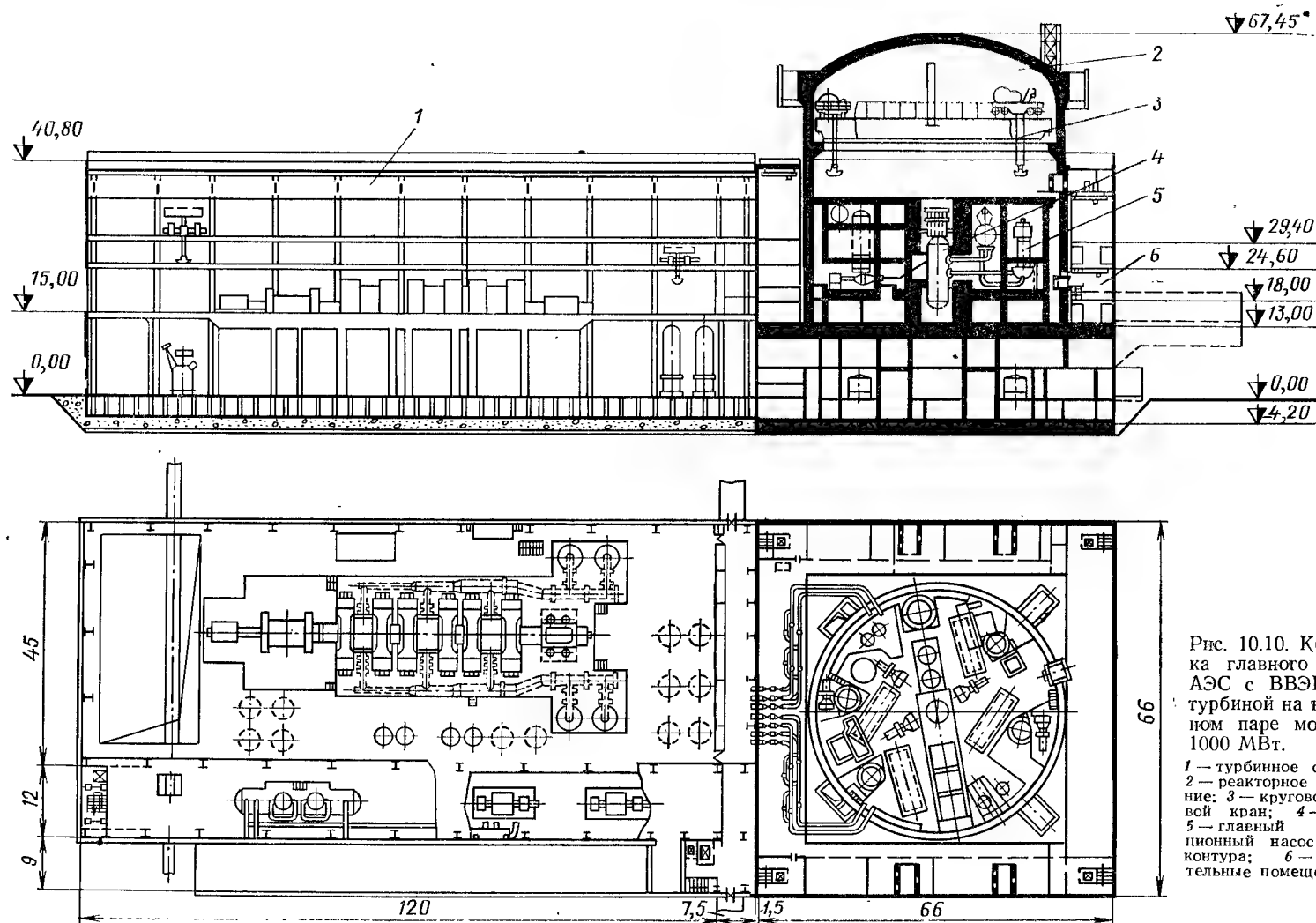


Рис. 10.10. Компонировка главного корпуса АЭС с ВВЭР-1000 и турбиной на насыщенном паре мощностью 1000 МВт.

1 — турбинное отделение;
 2 — реакторное помещение;
 3 — круговой мостовой кран;
 4 — реактор;
 5 — главный циркуляционный насос первого контура;
 6 — вспомогательные помещения.

в соответствии с технологической последовательностью хода питательной воды. Машинный зал имеет хорошее естественное освещение. Пролет его мостового крана в этой компоновке относительно невелик (менее 45 м). Основная отметка обслуживания турбинного отделения равна 15 м. Представленная на рис. 10.10 установка является моноблоком, где на один реактор ВВЭР-1000 устанавливается одна турбина мощностью 1000 МВт.

Все оборудование первого контура размещено в герметической защитной цилиндрической оболочке из предварительно напряженного железобетона со сферическим куполообразным верхом. Внутренний диаметр оболочек составляет 45 м, а высота 67,45 м. Вокруг цилиндра до высоты турбинного отделения, дополняя его в плане до квадрата, размещаются галереи, огражденные менее мощной биологической защитой — вспомогательные помещения. Ниже реакторного помещения до отметки минус 4,2 м располагаются коммуникации. Обслуживание оборудования внутри оболочки обеспечивается круговым мостовым краном. Наличие единой фундаментной плиты упрощает решение вопросов сейсмостойкости АЭС.

Помещения АЭС нуждаются в принудительной приточно-вытяжной вентиляции. Главная задача вентиляции помещений строгого режима — поддержание в воздухе полуобслуживаемых помещений в процессе эксплуатации концентраций радиоактивных примесей на уровне допустимых, устанавливаемых службой дозиметрии. В необслуживаемых помещениях предельно допустимые концентрации должны обеспечиваться только во время ремонтов оборудования. Для этих целей создается специальная технологическая вентиляция. Одновременно она выполняет функцию обычной сапи-

тарно-гигиенической вентиляции и работает по приточно-вытяжному принципу, чтобы обеспечить организованные потоки воздуха.

Приточно-вытяжные системы работают как разомкнутые. Другая их задача — поддержание приемлемых температур в помещениях: не выше 40 °С в зоне свободного режима и не выше 60 °С в полуобслуживаемых помещениях зоны строгого режима. Если приточно-вытяжные системы не справляются с этой задачей — их дополняют специальной вентиляцией для отвода теплоты, работающей по замкнутой схеме.

Помещения, входящие в зону строгого режима, различаются по уровню радиоактивного загрязнения воздуха. К одной и той же вентиляционной системе нельзя параллельно присоединять помещения с различной загрязненностью воздуха. В этом случае применяется последовательное присоединение помещений в порядке нарастающей радиоактивности воздуха. Для мест повышенной радиоактивности предусматривается независимая вентиляция. Обязательно 100%-ное резервирование вентиляторов с автоблокировкой. На одноконтурных АЭС к вентиляции машинного зала предъявляются такие же требования, как и для реакторного зала. Вентиляционные установки АЭС состоят из большого количества агрегатов. Для их совместного обслуживания создаются вентиляционные центры, располагаемые в отдельных зданиях или в пристройках к главному зданию АЭС. Приточные и вытяжные центры («чистые» и «грязные») размещают отдельно. Воздух после вытяжного центра выбрасывается в атмосферу через вентиляционные трубы, высота которых для реакторов с тепловой мощностью более 300 МВт должна быть не менее 100 м.

При работе на АЭС непрерывно образуются радиоактивные вещества (отходы). Для их дезактивации создаются специальные установки непрерывного и периодического действия. Их назначение — обезвреживание жидких и газообразных радиоактивных отходов и захоронение твердых радиоактивных отходов и концентрированных радиоактивных растворов, остающихся после дезактивационных установок. Дезактивационные установки и связанные с ними «могильники» сосредоточивают в специальном цехе, поскольку они имеют громоздкое специфическое оборудование.

11.1. Техническое водоснабжение ТЭС

Тепловые электростанции потребляют большое количество воды. Основными потребителями являются конденсаторы турбин (93—96%), где вода (циркуляционная) используется для конденсации отработавшего пара и поддержания вакуума. Кроме того, вода расходуется для охлаждения водорода генераторов и охлаждающего воздуха крупных электродвигателей (2,4—3,7%), для охлаждения масла турбоагрегатов и питательных турбонасосов (1,1—2,3%), для охлаждения подшипников вспомогательных механизмов — техническая вода (0,3—0,7%), для гидрошлакозолоудаления (0,1—0,4%), для восполнения потерь пара и конденсата в цикле станции (0,04—0,09%).

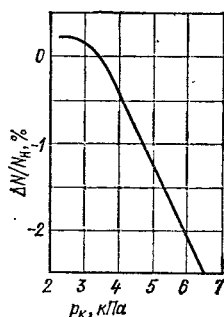
Расход охлаждающей воды для конденсации отработавшего пара определяют из уравнения теплового баланса в конденсаторе

$$Q_K = D_K(i_K - i_{B_K}) = G_{Ц}(i_{B_{2Ц}} - i_{B_{1Ц}}), \quad (11.1)$$

где Q_K — поток теплоты, передаваемой конденсирующимся паром охлаждающей воде, кВт; D_K и $G_{Ц}$ — соответственно расход конденсируемого пара и охлаждающей воды, кг/с; i_K и i_{B_K} — удельные энтальпии отработавшего пара и его конденсата, кДж/кг; $i_{B_{2Ц}}$ и $i_{B_{1Ц}}$ — удельные энтальпии охлаждающей воды на выходе и на входе в конденсатор соответственно, кДж/кг. Переохлаждение конденсата в современных конденсаторах «регенеративного» типа с малым паровым сопротивлением незначительно и им можно пренебречь.

Из уравнения (11.1) можно определить кратность охлаждения m , являющуюся основным показателем

Рис. 11.1. Зависимость изменения относительной мощности конденсационного блока от конечного давления при $p_{K, \text{расч}} = 3,5$ кПа.



телем работы конденсаторов турбин:

$$m = G_{Ц}/D_K = (i_K - i_{B_K}) / (i_{B_{2Ц}} - i_{B_{1Ц}}). \quad (11.2)$$

Температуры охлаждающей воды $t_{1Ц}$ и $t_{2Ц}$ и конденсируемого пара t_K связаны соотношением

$$t_K = t_{1Ц} + \Delta t_{Ц} + \theta = t_{2Ц} + \theta, \quad (11.3)$$

где $\Delta t_{Ц}$ и θ — соответственно разность температур циркуляционной воды и недогрев воды в конденсаторе до температуры конденсации пара, °С. Целесообразные значения t_K , $t_{2Ц}$ и θ определяют при комплексном технико-экономическом расчете турбины, конденсатора и системы водоснабжения. Чем глубже вакуум, тем меньше расход топлива, но дороже ЧНД турбины, конденсатор и система водоснабжения. Таким образом, чем дороже топливо и больше t_K , тем глубже экономический вакуум. С увеличением вакуума возрастают выходные потери турбины, из-за чего прирост мощности и КПД установки замедляются. Они достигают максимума при технически предельном вакууме (рис. 11.1).

Экономически наиболее выгодная кратность охлаждения m обычно составляет 40—60. Кратность охлаждения зависит от времени года: зимой она приблизительно вдвое меньше, чем летом. Источниками воды могут быть реки, озера, моря и артезианские скважины; в

СССР — в основном реки. Расход воды в реках (дебит рек) изменяется в течение года: равнинные реки СССР имеют максимальный расход в весеннее половодье, у горных рек максимум расхода наблюдается летом. Температура циркуляционной воды на входе в конденсатор зависит от характера источника воды, климатических условий и времени года: она может изменяться от 0 до 30°C.

Выбор источника и системы водоснабжения ТЭС и АЭС в значительной степени определяется соотношением между требуемым количеством воды в различные периоды года и минимальным расходом воды в реке за это же время.

При проектировании систем технического водоснабжения следует учитывать, что шуга и донный лед создают затруднения в водозаборе. Воду с высокой постоянной жесткостью, в том числе и морскую, можно использовать для охлаждения конденсаторов, масло- и воздухо(газо)-охладителей лишь при соответствующих мерах против электролитической коррозии труб.

Различают три основные системы технического водоснабжения ТЭС: прямоточную, обратную и смешанную (комбинированную).

Прямоточная система обеспечивает электростанцию водой непосредственно из реки со сбросом использованной воды обратно в реку ниже водозабора (рис. 11.2). Прямоточная система обычно обеспечивает наиболее низкую температуру воды и наиболее глубокий вакуум в конденсаторах при относительно недорогих гидротехнических сооружениях. От береговой насосной вода по напорным трубопроводам подается к турбинному отделению, пропускается через конденсаторы и сбрасывается в реку ниже по течению на таком расстоянии, чтобы не было подмешивания нагретой воды к свежей охлаждающей. Расстояние зависит от скорости течения, уклона русла, на-

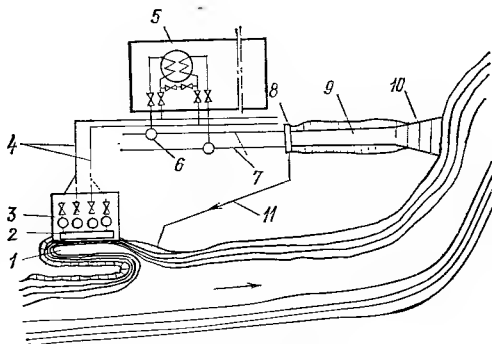


Рис. 11.2. Схема прямоточного водоснабжения.

1 — водозаборный ковш; 2 — водоприемник; 3 — централизованная береговая насосная станция; 4 — магистральные подземные напорные трубопроводы; 5 — конденсатор турбины; 6 — сливной сифонный колодец (гидрозатор); 7 — отводящие самотечные подземные каналы; 8 — переключающие шандоры и сооружение для регулирования уровня воды в закрытых отводящих каналах; 9 — открытый отводящий канал; 10 — водосбросное сооружение; 11 — трубопровод обогрева водозабора в зимнее время.

правления и силы преобладающих ветров в районе. Вода из конденсаторов сливается в отводящие каналы через сифонные колодцы, закрывающие доступ атмосферного воздуха в сбросные трубопроводы конденсаторов и обеспечивающие действие сифонов на сбросе воды, снижающих расход электроэнергии на циркуляционные насосы.

В благоприятных условиях при прямоточном водоснабжении применяется бесплотинный водозабор, но иногда для облегчения водозабора сооружается плотина, повышающая уровень воды на 1—3 м.

При прямоточном водоснабжении главный корпус электростанции размещают вблизи от берега реки, на территории, не затопляемой во время максимального уровня воды в реке. Из-за значительных колебаний уровня воды в реке в течение года насосы охлаждающей воды, как правило, размещают в береговой насосной: рабочие колеса осевых насосов поворотно-лопастного типа и крупных центробежных насосов должны размещаться на 2—5 м ниже уровня воды. Размещение циркуляционных насосов в машин-

ном зале потребовало бы устройства в нем глубокого приемка и дополнительного заглубления фундаментов здания и оборудования, удорожания строительной части машинного зала.

Оборотная система применяется, когда дебит источника недостаточен для прямоточной системы или когда последняя неэкономична вследствие большой высоты подачи воды или большого удаления ТЭС от источника. Оборотная система имеет искусственные охлаждающие устройства: пруды-охладители или градирни. В них происходит охлаждение циркуляционной воды, нагретой в конденсаторах турбин.

Одной из характеристик работы искусственного охлаждающего устройства является температурный интервал охлаждения, определяемый разностью температур циркуляционной воды на выходе и входе конденсатора:

$$\Delta t_{ц} = t_{цк} - t_{цн} \approx \frac{i_k - i_{пк}}{mc_{п}}. \quad (11.4)$$

Значение интервала охлаждения определяется работой конденсатора турбины, а не охлаждающего устройства; при заданной кратности охлаждения интервал охлаждения постоянен.

В устройствах для охлаждения циркуляционной воды используется принцип испарительного охлаждения, значительно повышающий интенсивность теплообмена между водой и воздухом. Оборотная вода

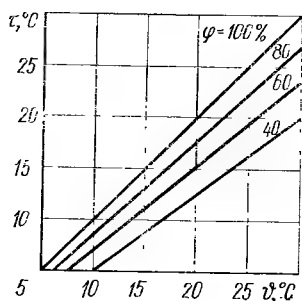
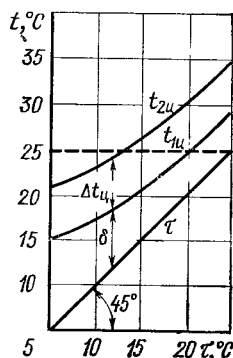


Рис. 11.3. Зависимость теоретического предела охлаждения от температуры и относительной влажности воздуха.

Рис. 11.4. Зависимость температуры охлажденной воды от теоретического предела охлаждения в искусственном охлаждающем устройстве.



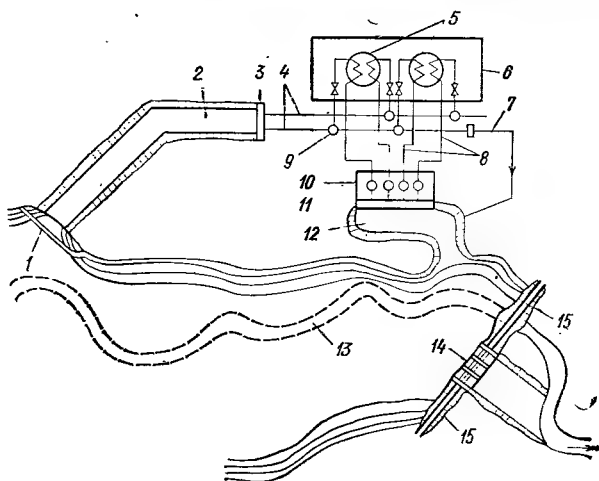
охлаждается в основном под влиянием переноса тепла от воды к воздуху при ее частичном испарении. Одновременно, но в меньшей мере, происходит конвективный теплообмен, в незначительном размере — теплоотдача теплопроводностью через грунт (в прудах-охладителях) и через строительные конструкции (в градирнях).

При испарительном охлаждении может быть достигнута температура воды ниже температуры окружающего воздуха. Совершенство работы охлаждающих устройств характеризуется приближением температуры воды после охладителя $t_{цк}$ к теоретическому пределу охлаждения τ . Обычно теоретический предел охлаждения близок к температуре влажного термометра τ_v и зависит от температуры θ и относительной влажности воздуха ϕ (рис. 11.3). Действительная температура охлажденной воды $t_{цк}$ выше теоретического предела охлаждения на значение недоохлаждения $\delta = t_{цк} - \tau$, характеризующего совершенство работы охлаждающего устройства (рис. 11.4).

Оборотная система водоснабжения с прудами-охладителями наиболее распространена на КЭС СССР. Основные эксплуатационные преимущества прудов-охладителей перед другими типами охладителей — достижение более низких и устойчивых температур охлаждающей воды, меньшие потери воды, отсутствие обмерзания и относи-

Рис. 11.5. Схема обратного водоснабжения ГРЭС с прудом-охладителем и блочной береговой насосной.

1 — струераспределительное сооружение; 2 — открытый отводящий канал; 3 — сооружение для регулирования уровня воды в открытых отводящих каналах; 4 — закрытые отводящие каналы; 5 — конденсаторы блоков; 6 — главный корпус ГРЭС; 7 — трубопровод обогрева водозабора; 8 — напорные трубопроводы циркуляционной воды к конденсатору блока; 9 — сливной сифонный колодец (гидрозатвор); 10 — блочная береговая насосная; 11 — водоприемник; 12 — открытый подводящий канал; 13 — русло реки; 14 — железобетонный водосброс плотины; 15 — земляная плотина.



тельно меньший расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов благодаря меньшему требующемуся напору.

Пруды (водохранилища) могут быть созданы на реках (на водотоке) и в суходолах (наливные водохранилища). Для создания пруда надо выполнить дорогие и трудоемкие гидротехнические работы. Пруды-охладители на водотоке (рис. 11.5) создаются на реках с недостаточным дебитом воды. С этой целью на реке возводится плотина (земляная, каменнонабросная или бетонная) длиной до 3—4 км, шириной по гребню до 10 м и высотой до 30—40 м. Основное требование к плотине — малая фильтрация воды через ее ложе. Для пропуска паводковых вод и постоянных сбросов при плотине предусматриваются специальные водосбросные устройства. Требуемая для охлаждения воды площадь водохранилища зависит от мощности электростанции, климатических условий района и формы пруда: предпочтительна вытянутая форма.

Пруд заполняется за счет притока воды из верховьев реки. Приток обычно увеличивается весной в период половодья. Крупные водохранилища заполняются несколько лет. После заполнения пруда приток воды из верховьев восполняет убыль в пруду за счет испарения и фильтрации. Сбросом через плотину регулируется режим реки в нижнем течении, что важно для распо-

ложенных ниже предприятий и бытовых потребителей.

Водоприемное устройство и насосную размещают в более глубокой части пруда — обычно вблизи плотины. Главный корпус электростанции располагают недалеко от берега пруда. Насосы обычно размещают в береговой насосной, так как годовые колебания уровня воды в водохранилище могут быть значительными (несколько метров). В отдельных случаях при малых колебаниях уровня воды насосы могут быть установлены в машинном зале, индивидуально у каждой турбины.

Нагретая в конденсаторах вода сливается в водохранилище на таком расстоянии от водозабора, которое обеспечивает необходимое ее охлаждение на пути от места слива до места водозабора. Для лучшего использования поверхности водохранилища для охлаждения воды сооружают струенаправляющие дамбы.

Охлаждающая способность пруда зависит от его формы, площади поверхности, тепловой нагрузки и метеорологических условий. Активная или транзитная площадь F_a пруда-охладителя определяется по формуле

$$F_a = \beta F, \quad (11.5)$$

где β — коэффициент использования пруда; F — площадь зеркала пруда на участке от места сброса до места водозабора. Коэффициент использования пруда принимается равным 0,7—0,9 при правильной вытянутой форме с малыми изменениями ширины; 0,6—0,7 — при неправильной форме и 0,5—0,6 при округленной форме пруда.

На каждый 1 кВт установленной мощности электростанции необходимо 3—8 м² активной площади водохранилища. Для ориентировочных расчетов можно принимать также необходимую для охлаждения площадь активной зоны пруда в среднем от 30 до 40 м² на 1 м³/ч охлаждаемой воды. Более точный расчет может быть проведен с помощью специальной номограммы. Различают централизованную (см. рис. 11.2) и блочную (см. рис. 11.5) схемы трубопроводов охлаждающей циркуляционной воды на электростанциях. При централизованной схеме в насосной устанавливают не менее четырех циркуляционных насосов, работающих параллельно на общую сеть, что обеспечивается обратными клапанами и задвижками на трубопроводах у насосов и задвижками на трубопроводах перед конденсаторами.

На современных КЭС применяют, как правило, блочные схемы водоснабжения, т. е. подачу воды в каждый конденсатор или в его половину от одного насоса. При этом арматуру у насосов и перед конденсаторами не устанавливают.

Материальный баланс воды в водохранилище может быть записан следующим образом:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{и}} + G_{\text{сл}} + G_{\text{ф}}, \quad (11.6)$$

где $G_{\text{пр}}$ — расход притока воды в водохранилище из верхнего русла реки; $G_{\text{и}}$ — расход испаряемой с поверхности водохранилища воды; $G_{\text{сл}}$ — расход воды, сливаемой через плотину в нижний бьеф;

$G_{\text{ф}}$ — расход воды, уходящей из водохранилища вследствие фильтрации через насыпь плотины и через ложе пруда.

На ТЭЦ в качестве охлаждающих устройств, как правило, применяются градирни, отличающиеся большой компактностью. Они не требуют источника воды в виде реки или озера вблизи электростанции. В последнее время градирни начали применяться и на КЭС для технического водоснабжения. В зависимости от способа перемещения воздуха градирни подразделяются на башенные, вентиляторные и открытые.

В башенных градирнях ток воздуха создается вытяжной башней, в вентиляторных — вентилятором и в открытых — естественным движением воздуха — ветром. В СССР получили распространение башенные градирни с естественной тягой.

По способу образования поверхности охлаждения градирни подразделяются на пленочные и капельные.

В пленочных градирнях оросительное устройство выполняется в виде деревянных дощатых или асбоцементных щитов, устанавливаемых в несколько ярусов вертикально или с небольшим наклоном.

В капельных градирнях оросителем служат деревянные горизонтальные планки (бруски) треугольного или прямоугольного сечения, располагаемые в несколько рядов по высоте коридорно, шахматно или каскадно. Оросительные устройства пленочного типа получили в настоящее время наибольшее распространение.

Оросительное устройство заполняет нижнюю часть градирни до высоты приблизительно 9—18 м. Высота вытяжной башни крупных градирен достигает 90—150 м, выходной диаметр 45—60 м. Вытяжная башня имеет гиперболоидную форму и выполняется из монолитного железобетона. В нижней части градирни по периметру башни делают

ся окна высотой 3—12 м для входа воздуха. Под оросительным устройством располагается круглый бассейн глубиной 2 м для сбора охлажденной воды. Над оросительным устройством на высоте 9—18 м от нулевой отметки площадки ТЭС

располагается водораспределитель градирни. Он может быть выполнен в виде системы труб с соплами, через которые вода под напором 15—18 кПа разбрызгивается и попадает на оросительное устройство. В градирнях капельного типа водо-

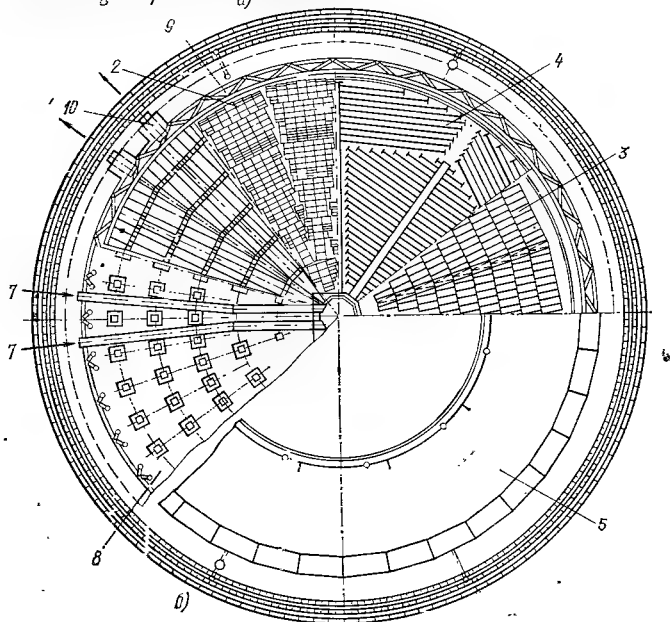
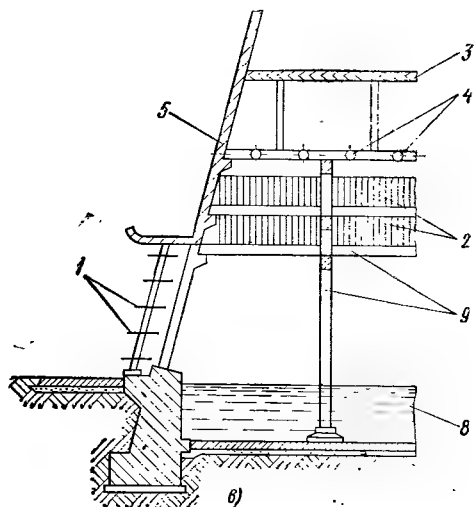
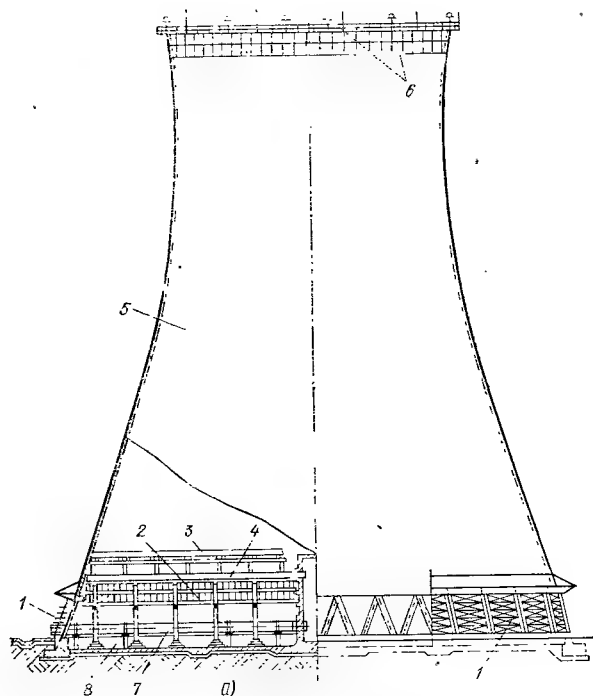


Рис. 11.6. Пленочная градирня с естественной тягой.

a — разрез и фасад; *б* — план; *в* — детали; 1 — воздухонаправляющие щиты; 2 — щиты оросительного устройства пленочного типа; 3 — каплеуловитель; 4 — водораспределительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами; 5 — вытяжная гиперболическая железобетонная башня; 6 — световое обрамление башни; 7 — подводящие трубопроводы; 8 — водосборный бассейн; 9 — каркас оросителя; 10 — отводящие трубы.

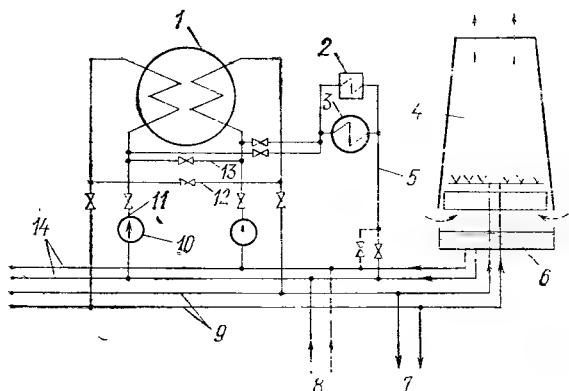


Рис. 11.7. Схема оборотного водоснабжения ТЭЦ с градирнями.

1 — конденсатор; 2 — газоохладитель генератора; 3 — маслоохладитель турбины; 4 — градирня; 5 — трубопровод сбросной воды от охладителей масла и газа в подводящие водоводы; 6 — водосборный бассейн градирни; 7 — трубопроводы продувки циркуляционного контура в систему гидроизоляции; 8 — трубопроводы подпитки циркуляционной системы; 9 — сливные напорные трубопроводы к градирням; 10 — циркуляционные насосы; 11 — напорные трубопроводы к конденсаторам турбин; 12 — переключки между сливными трубопроводами конденсатора; 13 — переключки между напорными трубопроводами; 14 — подводящие самотечные водоводы к циркуляционным насосам.

распределитель выполняется обычно в виде системы самотечных лотков, на дне которых устанавливаются цилиндрические насадки. Под насадками имеются разбрызгивающие фарфоровые или пластмассовые тарелочки, с которых вода падает в виде струй или капель на ороситель.

На рис. 11.6 изображена конструкция башенной градирни пленочного типа. Благодаря большей площади поверхности охлаждения воды, стекающей в виде пленок по щитам, и меньшему аэродинамическому сопротивлению движению потока воздуха пленочные градирни имеют лучшие технические и экономические показатели. Количество теплоты, отдаваемой водой в единице объема оросительного устройства пленочной градирни, в 1,5—2,5 раза больше, чем в капельной.

Потери воды в градирнях состоят из потерь на испарение и от уноса. Потерю от испарения можно определить по формуле

$$\Delta = k \Delta t_{\text{ср}}, \quad (11.7)$$

где коэффициент k зависит от температуры воздуха:

Температура воздуха, °С	0	10	20	30
Коэффициент k	0,10	0,12	0,14	0,16

Потери от уноса в башенных градирнях относительно невелики и равны 0,5—1% расхода охлаждающей воды.

Тепловые расчеты градирен по формулам, основанным на теоретических зависимостях, весьма сложны. В практике проектирования пользуются расчетными графиками. Для прикидочных расчетов пленочных башенных градирен можно принимать, что на $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ охлаждаемой воды требуется площадь оросителя (в плане) $0,125—0,250 \text{ м}^2$.

Схема оборотного водоснабжения электростанции с градирнями представлена на рис. 11.7. Циркуляционные насосы в этом случае устанавливаются обычно на нулевой отметке или на отметке подвального этажа машинного зала. Требующийся напор циркуляционных насосов несколько больше, чем при прудовой оборотной системе водоснабжения, и составляет $0,1—0,2 \text{ МПа}$, так как требуется поднять воду к водораспределителю градирни. Потери воды в циркуляционной системе оборотного водоснабжения с градирнями восполняются артезианской водой или подачей воды от береговой насосной, которая в этом случае может быть расположена у водисточника на значительном расстоянии (до 10 км) от площадки станции.

11.2. Топливное хозяйство ТЭС

Топливное хозяйство служит для разгрузки, учета, хранения, внутренней транспортировки и приготовления (дробления, подогрева)

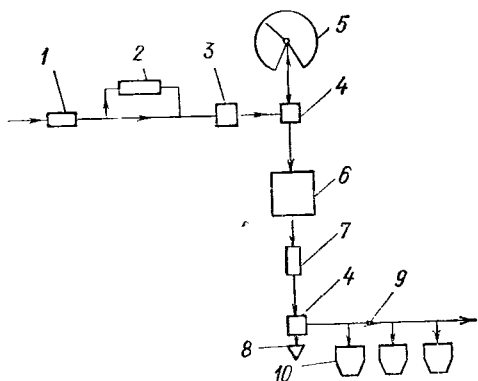


Рис. 11.8. Принципиальная схема топливного хозяйства электростанции на твердом топливе.

1 — вагонные весы; 2 — размораживающее устройство; 3 — приемно-разгрузочное устройство; 4 — узел пересыпки; 5 — топливный склад; 6 — дробильное помещение; 7 — ленточные (транспортные) весы; 8 — отборник средних проб топлива; 9 — раздающий транспортер; 10 — бункера сырого топлива для котлов.

поступающего на электростанцию топлива. Различают топливные хозяйства для твердого, жидкого и газового топлива.

Наиболее дорогим и сложным является хозяйство для твердого топлива. Твердое топливо на ТЭС доставляется преимущественно железнодорожным транспортом. Для перевозки в основном используются четырехосные полувагоны грузоподъемностью 60 т, а также шестиосные на 93 т и восьмиосные цельнометаллические полувагоны грузоподъемностью 125 т. Вагоны оснащены нижними разгрузочными люками и не приспособлены для дальней перевозки влажного топлива в районах с низкой зимней температурой.

Принципиальная схема топливного хозяйства ТЭС на твердом топливе представлена на рис. 11.8. Грузные полувагоны взвешиваются на железнодорожных весах и подаются в разгрузочное устройство. В зимнее время они предварительно проходят через размораживающее устройство. После разгрузки топливо либо поступает на склад для хранения, либо направляется в

котельное отделение ТЭС на сжигание. По пути в котельное отделение топливо проходит через дробильное помещение, где измельчается до кусков с линейными размерами не более 10—15 мм. После этого оно повторно взвешивается на конвейерных автоматических весах и из него отбирается средняя проба на химический анализ и на определение теплоты сгорания. С последнего раздающего конвейера топливо поступает в бункера котлоагрегатов.

Для взвешивания поступающего топлива используются тензометрические железнодорожные весы грузоподъемностью до 200 т с погрешностью взвешивания $\pm 0,5\%$. Смерзшееся в полувагонах топливо разогревается в размораживающем устройстве, а затем разрыхляется механическими средствами (бурорыхлительными машинами). Полувагоны можно разогревать тремя способами: а) конвективным с подачей подогретого в калориферах воздуха или продуктов сгорания; б) радиационным с использованием инфракрасных излучателей: паровых трубчатых, электрических, газовых беспламенных горелок; в) комбинированным радиационно-конвективным.

В качестве разгрузочных устройств используют вагоноопрокидыватели (роторные, боковые или торцевые), разгрузочные устройства со шелевыми бункерами и траншейного типа — с багерными перегружателями.

На электростанциях с расходом топлива более 150 т/ч применяют вагоноопрокидыватели (рис. 11.9). Этот тип разгрузочного устройства зарекомендовал себя при низкокачественном топливе с повышенной влажностью, низкой сыпучестью, склонностью к смерзанию при низкой температуре. Устройство позволяет снизить количество персонала на разгрузке и уменьшить простой вагонов. В СССР применяют роторные вагоноопрокидыватели. Их производительность за 1 ч — до 10

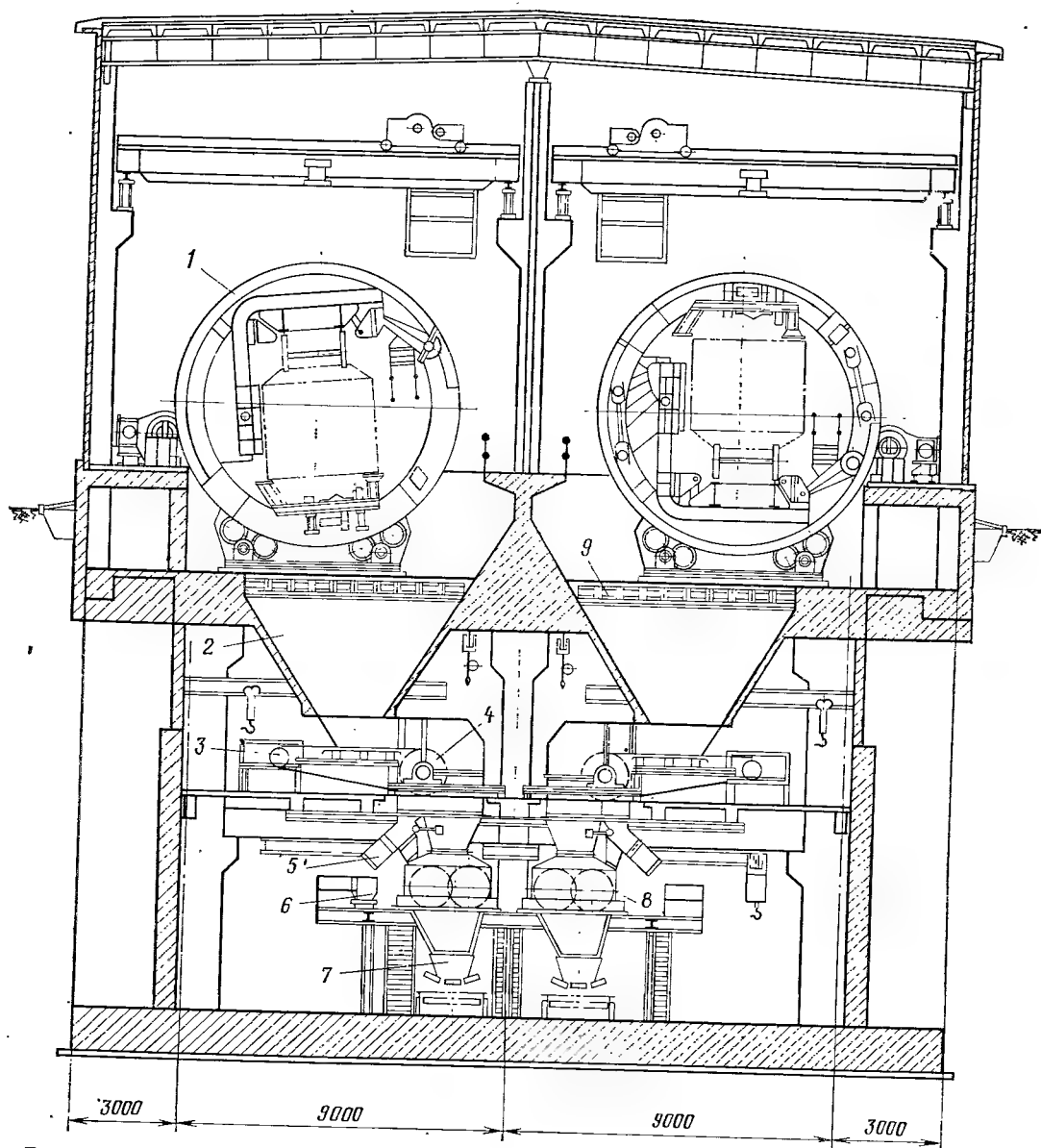


Рис. 11.9. Разгрузочное устройство с двумя роторными вагоноопрокидывателями.

1 — вагоноопрокидыватель; 2 — бункера; 3 — ленточные питатели; 4 — шкивный магнитный сепаратор; 5 — рукав отвода уловленного металла; 6 — тележка для металла; 7 — ленточные конвейеры; 8 — дискозубчатые дробилки; 9 — решетка.

полувагонов грузоподъемностью 93 и 125 т или 12 полувагонов грузоподъемностью 60 т.

Для приема топлива под вагоноопрокидывателем располагаются приемные бункера. Для предотвращения налипания и зависания топлива стенки бункеров обогреваются.

В верхней части бункера перекрыты решетками, размеры ячеек которых зависят от крупности поступающего топлива (для мелкого топлива 350×350 мм, для крупнокускового 550×550 мм). Из бункеров топливо выдается ленточными питателями. Для предварительного

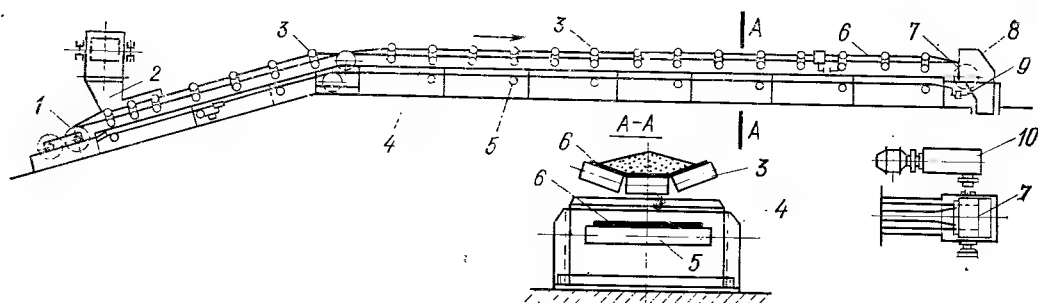


Рис. 11.10. Ленточный конвейер.

1 — натяжной барабан; 2 — загрузочная воронка (короб); 3 — верхние роликовые опоры; 4 — опорная металлоконструкция; 5 — нижние роликовые опоры; 6 — конвейерная лента; 7 — приводной барабан; 8 — го- ловная разгрузочная воронка (короб); 9 — устройство для очистки ленты от остатков топлива; 10 — редуктор привода конвейера.

дробления крупнокускового топли- ва после питателей могут устанавли- ваться дискозубчатые дробилки. Для предотвращения их поломок от случайных металлических предме- тов, имеющих в поступающем топливе, применяют шкивной маг- нитный сепаратор. Дополнительное дробление крупных кусков и смерз- шихся глыб топлива на решетках бункеров производится дробильно- фрезерными машинами.

Транспорт твердого топлива по территории электростанции полно- стью механизирован. Применяются транспортные машины непрерывно- го действия, загрузка и разгрузка которых производится на ходу. К ним относятся конвейеры (ленточ- ные, пластинчатые, скребковые, ков- шовые и шнековые) и ковшовые элеваторы. Конвейеры используют- ся для горизонтального и наклонно- го перемещения топлива, элевато- ры — для вертикального подъема. Наиболее широкое использование на ТЭС получили ленточные конвей- еры (транспортеры). Они (рис. 11.10) имеют высокую произ- водительность, являются надежны- ми и экономичными механизмами непрерывного действия, ремонт и обслуживание которых сравнитель- но просты.

Транспортеры используются для горизонтального перемещения топ- лива на расстояние до 350 м, при- годны для его подъема, но угол их

наклона не должен превышать 18° во избежание сползания топлива. Лента конвейера, огибающая два или несколько барабанов и поддер- живаемая роликами, приводится в движение приводным барабаном от электродвигателя через редуктор. Скорость движения лент составляет 2—2,5 м/с. Применяются много- слойные ленты шириной до 2 м с основой из хлопчатобумажной тка- ни или из синтетических материа- лов (нейлона, капрона, лавсана и т. п.). Число слоев (прокладок) в лентах зависит от тягового усилия. Используемые в конвейерах ленты имеют от 3 до 12 прокладок. Лента покрывается слоем резины для пре- дохранения прокладок от механи- ческого износа и повреждений.

Ленточные конвейеры оборуду- ются натяжным устройством для создания между лентой и приво- дным барабаном достаточной силы трения, необходимой для передачи тягового усилия, уменьшения про-гиба ленты между поддерживаю- щими роликами до допустимого значения и компенсации ее вытяги- вания под нагрузкой. Натяжные устройства бывают винтовые и гру- зовые.

Все оборудование конвейера устанавливается на опорных метал- локонструкциях. Верхняя рабочая ветвь ленты поддерживается верх- ними роликовыми опорами, холо- стая — нижними. Верхние поддер-

живающие роликовые опоры обычно состоят из трех роликов, устанавливаемых на кронштейнах: средний ролик горизонтальный, а боковые наклонены под углом 20—30°. Этим обеспечивается желобчатая форма рабочей ветви ленты, что повышает ее грузоподъемность. На рабочей ветви роликовые опоры устанавливаются через 1—1,2 м одна от другой, на холостой — через 2—3 м.

Загрузка конвейера происходит через один или несколько загрузочных коробов. Разгрузка может быть на конце конвейера через приводной барабан в разгрузочную (головную) воронку или промежуточная — с помощью плужковых сбрасывателей (стационарных или передвижных) и реже — с помощью передвижных барабанных сбрасывающих тележек. Плужковые сбрасыватели устанавливаются на последнем раздающем конвейере над бункерами. Плужок сгребает уголь с ленты и сбрасывает его в бункер котла. Плужки устанавливаются над каждым бункером и снабжаются электроприводом для подъема и опускания на ленту. Недостаток плужковых сбрасывателей — повышенный износ ленты конвейера.

Создаваемое приводным барабаном тяговое усилие помимо натяга ленты зависит от материала поверхности барабана и от угла охвата барабана лентой. Для повышения угла охвата применяются отклоняющие ленту барабаны. На наклонных ленточных конвейерах для предотвращения обратного движения нагруженной ленты при остановке электродвигателя применяются ленточные тормозные устройства. Рабочая поверхность ленты и поверхность отклоняющего барабана очищаются от налипшего топлива скребками. Для взвешивания топлива на ленте конвейера служат автоматические конвейерные весы непрерывного или периодического действия.

Трасса топливоподачи электростанции выполняется двухниточной

с двумя параллельными группами конвейеров, каждая из которых обеспечивает подачу полного количества топлива при максимальной нагрузке станции. В тракте топливоподачи поступающее на станцию твердое топливо подвергается дроблению. Различают дробилки предварительного и вторичного дробления. Предварительное дробление крупных кусков и смерзшихся глыб топлива производится в помещении вагоноспрокидывателей.

Вторичное дробление топлива осуществляется в дробильном помещении тракта топливоподачи (рис. 11.11) до кусков размером не более 15 мм, а при высокой влажности — до 25 мм. Для электростанций, работающих на АШ, дробильные установки вторичного дробления не предусматриваются. Для вторичного дробления углей всех марок и горючих сланцев на электростанциях применяются молотковые дробилки. Дробление осуществляется молотками, свободно подвешенными к ротору и вращающимися с окружной скоростью до 60 м/с. Ударами молотков куски топлива раскалываются, отбрасываются на отбойные броневые плиты, разрушаются при ударе о них и измельчаются молотками на отбойных плитах и колосниковой решетке. Молотковые дробилки компактны, просты в обслуживании, легко регулируются, имеют высокую производительность и кратность дробления при относительно небольшом удельном расходе электроэнергии.

Производительность всех установленных дробилок должна быть не менее производительности двух ниток топливоподачи. Дробилки могут выйти из строя при попадании в них металлических предметов, поэтому перед ними в тракте топливоподачи устанавливаются электромагнитные сепараторы, улавливающие металл. Применяются три типа электромагнитных сепараторов: подвесные, шкивные и барабанные.

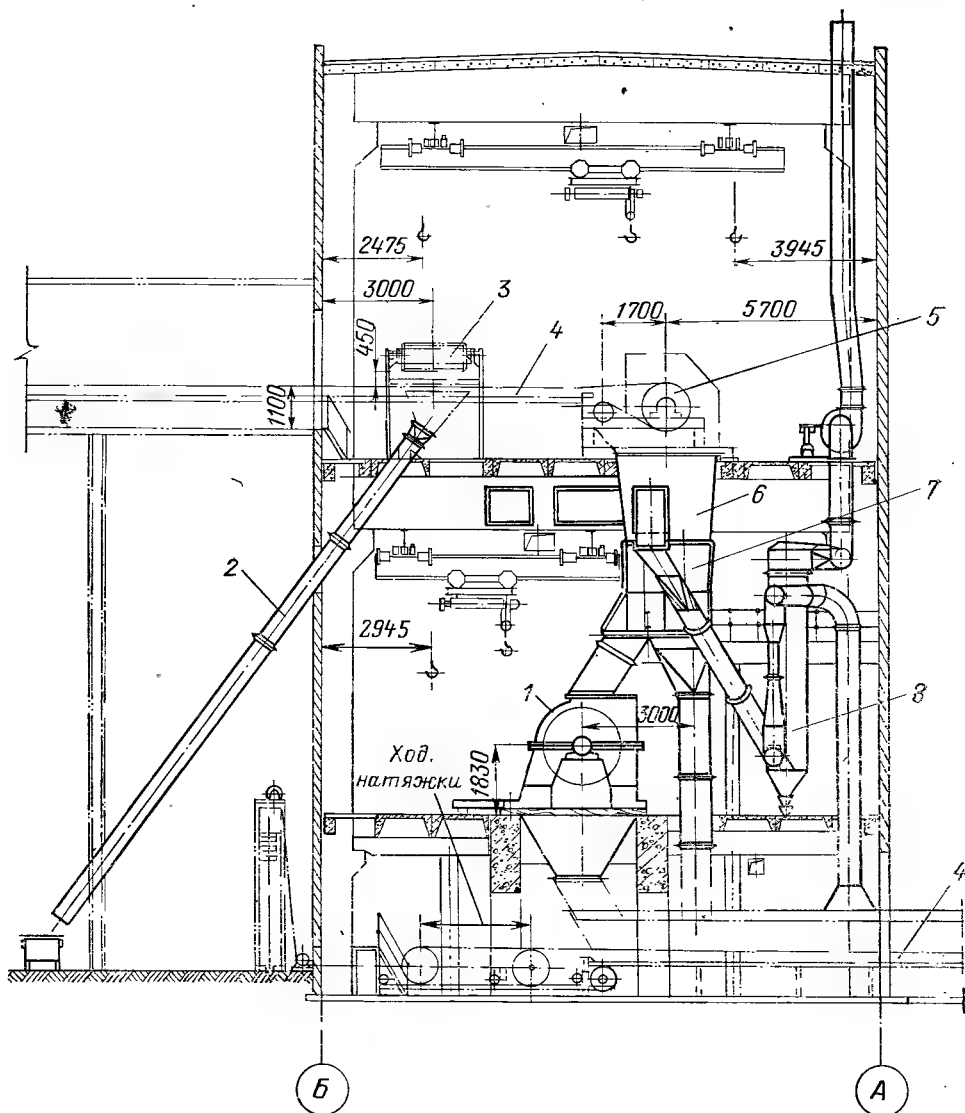


Рис. 11.11. Дробильное помещение с молотковой дробилкой.

1 — молотковая дробилка; 2 — рукав отвода уловленного металла; 3 — подвесной электромагнит — уловитель металла; 4 — ленточные конвейеры; 5 — приводной барабан ленточного конвейера; 6 — пересыльный короб; 7 — наклонная колосниковая решетка; 8 — аспирационная установка.

Топливо поступает на электростанцию обычно несортированным, и наряду с крупными кусками в нем имеется мелочь с размером зерен меньшим, чем у продукта, выходящего из дробилок. Нецелесообразно загружать дробилки мелочью, так как она снижает производительность дробилок и способствует их «замазыванию». Поэтому в дробильных установках электростан-

ций производится предварительный отсев (грохочение) топлива. Для этой цели применяют наклонные колосниковые решетки, вибрационные и барабанные грохоты. Наклонные колосниковые решетки собираются из стальных полос (колосников), располагаемых с наклоном под углом 35—55°. После питателей (или конвейеров) топливо поступает на верхнюю часть колосниковой

решетки и скатывается по ней. При движении вдоль щелей мелкие куски проваливаются в обводной рукав, а крупные попадают в дробилку. Недостатком наклонных колосниковых решеток является замазывание щелей при влажном топливе. При работе на высоковлажных замазывающих бурых углях хорошо зарекомендовали себя самоочищающиеся барабанные грохоты.

Для отбора из потока дробленого топлива случайно находящихся в нем древесной щепы, тряпья и бумажных концов, которые могут служить причиной выхода из строя оборудования пылеприготовления в котельном отделении (питателей пыли, сепараторов), служат щепопловители. Их устанавливают в потоке мелкодробленого топлива под приводным барабаном следующего после дробильного отделения ленточного конвейера. Щепопловитель представляет собой гребенчатый ротор диаметром около 1 м с шестью рядами гребенок по окружности. При вращении ротора гребенки прочесывают падающий поток угля, выхватывают щепу и тряпье и удаляют их.

В системе топливоподачи электростанций широко применяются питатели, служащие для равномерной и непрерывной подачи топлива на транспортирующие устройства, в дробилки и в мельницы. Известны самоходные лопастные, качающиеся лотковые, ленточные, скребковые, пластинчатые, тарельчатые и барабанные питатели.

Для надежной работы топливоподачи и во избежание завала топливом ее механизмов при выходе из строя промежуточного звена предусмотрена автоблокировка, отключающая все предшествующие по ходу топлива механизмы, за исключением дробилок, и оставляющая в работе последующие. Пуск механизмов топливоподачи возможен лишь в последовательности, противоположной ходу топлива, а останов — в обратной последовательности.

Для обеспечения ТЭС топливом создаются его резервные запасы: оперативный резерв — в бункерах главного корпуса и в расходном складе, долговременный — на резервном складе. Запас топлива на расходном складе служит для систематического выравнивания относительно небольших расхождений в количестве прибывающего и сжигаемого топлива. Резервные склады предназначаются для длительного планового хранения запаса топлива, обеспечивающего электростанцию при задержках в его доставке.

Резервные и расходные склады топлива для ТЭС, как правило, выполняют открытыми. Они размещаются на спланированной площадке, снабженной дренажными устройствами и оборудованной средствами механизации транспортных и складских операций. Если вместимость бункеров в разгрузочном устройстве мала, организуется расходный склад топлива вместимостью не менее вместимости двух-трех железнодорожных составов. Размещается расходный склад на территории электростанции отдельно от штабеля резервного склада или является его составной частью. Вместимость резервных угольных складов принимается из условия обеспечения работы электростанции в течение месяца. Если электростанция расположена не далее 100 км от места добычи угля, допускается двухнедельный запас. Для электростанций на торфе приняты особые требования к размещению и вместимости складов из-за повышенной склонности торфа к самовозгоранию.

Длительное хранение энергетических топлив на резервных складах сопровождается значительными потерями их теплотенности вследствие окисления горючей составляющей кислородом воздуха. Этот процесс сопровождается выделением теплоты и вызывает самонагревание и самовозгорание топлива. Температуру, при которой начинается интенсивное разогревание, называют кри-

тической. Для угля и торфа она равна 50—80 °С. При достижении критической температуры наступает самовозгорание и в штабеле появляются тлеющие очаги. Склонность топлив к самовозгоранию зависит от их возраста, содержания летучих веществ, сернистых соединений и от некоторых других факторов. На самонагревание топлив при хранении влияют окружающая температура, степень доступа воздуха к частицам топлива, способ укладки штабеля, атмосферная влага, в которой содержится кислород.

По склонности к самовозгоранию топлива подразделяются на четыре группы. Особенно склонны к самовозгоранию торф, челябинский и подмосковный бурые угли и волжские сланцы (четвертая группа). Угли первой группы, не склонные к самовозгоранию (АШ, тощие),

укладываются в общий штабель. Для самовозгорающихся углей выделяют основной и расходный штабеля.

На складах крупных ТЭС среднегодовые потери топлива от окисления составляют около 0,5%. Для снижения потерь топлива при хранении штабеля закладываются горизонтальными слоями толщиной от 0,8 до 2 м с разравниванием поверхности каждого слоя и его последующим уплотнением. Особенно тщательно уплотняются откосы штабелей. Для своевременного обнаружения очагов самовозгорания производится наблюдение и контроль за состоянием углей в процессе их хранения в штабелях. Систематически контролируют температуру внутри штабеля: при непрекращающемся росте температуры выше 60 °С топливо из штабеля отправляют на сжигание в котельное отделение, так как прекратить начавшееся самовозгорание чрезвычайно трудно.

Замена хранящегося на складе топлива планируется. Сроки хранения бурых и каменных углей с выходом летучих веществ более 13% не превышают 6—8 мес, тощих углей — 12 мес, АШ — до 2 лет.

По видам используемых для складских операций механизмов

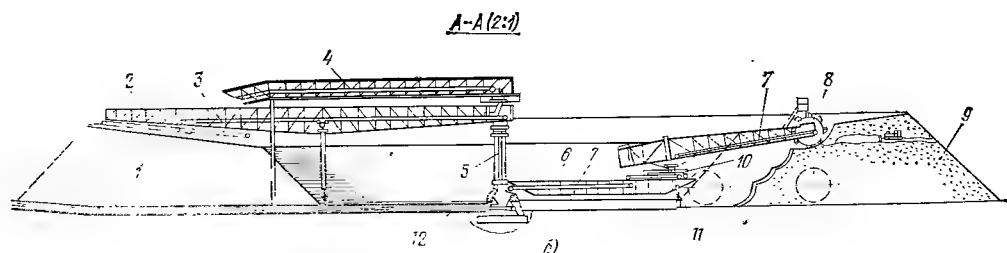
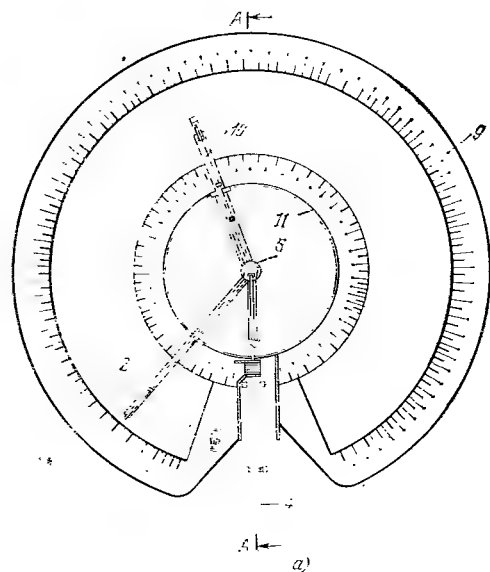


Рис. 11.12. Кольцевой склад угля с поворотным штабелеукладчиком и роторным перегружателем.

а — план; б — вид сбоку с разрезом штабеля; 1 — передвижной реверсивный конвейер штабелеукладчика; 2 — поворотный штабелеукладчик; 3 — стационарный конвейер штабелеукладчика; 4 — подающий конвейер; 5 — железобетонная опора; 6 — мост перегружателя; 7 — конвейеры перегружателя; 8 — стрела с ковшовым ротором; 9 — топливный склад; 10 — роторный перегружатель; 11 — кольцевой рельс; 12 — выдающий конвейер.

топливные склады подразделяются на: а) склады с поворотным штабелеукладчиком и роторным перегружателем на гусеничном ходу; б) кольцевые, оборудованные комплексом из штабелеукладчика и роторного перегружателя, вращающихся вокруг вертикальной оси центральной колонны; в) с одной или двумя передвижными машинами непрерывного действия на колесном ходу; г) с мостовым краном-перегружателем; д) с бульдозерами.

Кольцевой склад с поворотным штабелеукладчиком и с роторным перегружателем вместимостью 500—600 тыс. т угля изображен на рис. 11.12. Уголь к штабелеукладчику поступает из приемно-разгрузочного устройства по ленточным конвейерам. На стреле укладчика имеются два последовательных конвейера — стационарный и передвижной (реверсивный). Последний служит для равномерного распределения угля по ширине кольцевого штабеля. Для забора угля со склада служит роторный перегружатель с ковшовым ротором и системой конвейеров. Мост перегружателя может поворачиваться относительно той же вертикальной оси центральной колонны, что и штабелеукладчик. Мосты перегружателя и укладчика имеют по одной опоре в центре (у колонны); с внешней стороны они опираются на тележки, перемещающиеся по кольцевому рельсу. Производительность механизмов такого склада достигает 1800—2000 т/ч. Работой механизмов можно управлять автоматически.

Расход электроэнергии на механизмы топливного хозяйства для пылеугольных электростанций на АШ и каменных углях составляет 0,6—2 кВт·ч/т, на бурых углях с предварительным дроблением 1—2,5 кВт·ч/т.

Из жидких топлив на электростанциях используется в основном мазут. Одна из важнейших характеристик мазута — его вязкость.

Числовые значения марок мазута 40, 100, 200 и т. п. соответствуют условной вязкости при температуре 50 °С (отношению времени истечения из вискозиметра испытываемого мазута ко времени истечения одинакового количества дистиллированной воды при температуре 20 °С). Для облегчения перекачки и для лучшего распыливания при сжигании мазут подогревают до температуры, устанавливаемой в зависимости от вязкости мазута и температуры вспышки. Наиболее часто применяемый на ТЭС топочный мазут марки М100 хранится в резервуарах при температуре 70 °С, в трубопроводах рециркуляции мазутного хозяйства его температура поддерживается на уровне 95 °С, а перед механическими форсунками 130 °С. Важной характеристикой мазута является содержание в нем соединений серы. Мазут всех марок по содержанию серы делят на малосернистый ($S_p \leq 0,5\%$), сернистый ($S_p = 0,6 \div 1,0\%$) и многосернистый ($S_p = 1,1 \div 3,5\%$).

Мазут может доставляться на электростанции железнодорожным, водным и трубопроводным транспортом. Трубопроводный транспорт используется при расположении электростанции вблизи нефтеперерабатывающего завода или магистрального мазутопровода. Недостатком водной доставки в условиях СССР является ее сезонность. Наибольшее распространение получила железнодорожная доставка мазута в цистернах грузоподъемностью 50, 60, 90 и 120 т.

Различают растопочное и основное мазутное хозяйство электростанций. Растопочное хозяйство сооружается почти на всех электростанциях, сжигающих твердое топливо, за исключением электростанций, где резервным топливом является газ. Основное мазутное хозяйство применяется на тех электростанциях, где мазут является основным или резервным топливом.

На электростанциях, где мазут

используется в качестве растопочно-го топлива и для поддержания пылевого факела при малых нагрузках котлов, когда температура в топке недостаточна для самостоятельного устойчивого воспламенения угольной пыли, применяется, как правило, более дешевое паровое распыливание мазута в форсунках. Здесь требуется мазут с давлением 0,3—0,5 МПа и пар давлением 0,4—0,6 МПа. Относительный расход пара на эти форсунки составляет 0,3—0,6 кг/кг, что эквивалентно снижению КПД котла на 2—3,5%. При использовании мазута в качестве основного топлива применяется более экономичное механическое распыливание под давлением до 4 МПа.

Мазутное хозяйство (рис. 11.13) включает в себя приемно-разгрузочное устройство, хранилище, насосную и паромазутопроводы для связи с котельным отделением главного здания, от которого в целях пожарной безопасности мазутное хозяйство должно быть удалено на расстояние от 200 до 1000 м.

При транспортировке высоковязкого мазута по железной дороге возникают значительные трудности со сливом, осуществляемым чаще всего на открытых эстакадах: требуется предварительный разогрев мазута в цистернах до 60—70 °С. Существующие цистерны для этого не приспособлены: в них мазут разогревается непосредственным вводом пара, что приводит к значительному обводнению топлива, длительному простоя цистерн под сливом и требует их очистки. Возможно применение цистерн с «паровыми рубашками». При закрытой разгрузке сооружаются тепляки, куда подаются цистерны и где разогрев осуществляется излучением трубных экранов, обогреваемых паром и конвекцией от циркулирующего подогретого воздуха.

Продолжительность полной обработки маршрута при разогреве

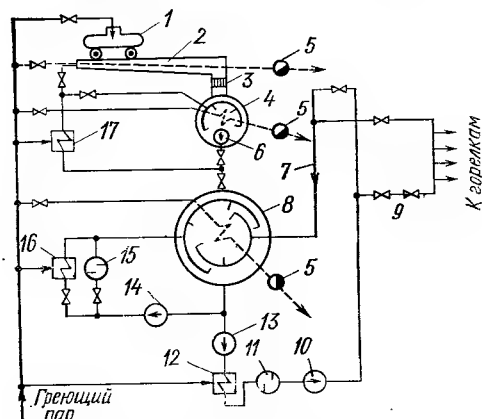


Рис. 11.13. Принципиальная схема мазутного хозяйства электростанции на жидком топливе.

1 — цистерна; 2 — лоток приемно-сливного устройства; 3 — фильтр-сетка; 4 — приемный резервуар; 5 — конденсатоотводчики встроенных подогревателей мазута; 6 — перекачивающий насос (погружной); 7 — линия рециркуляции мазута из котельного отделения; 8 — резервуар основного хранения; 9 — регулирующий клапан подачи мазута к горелкам; 10 — насос мазута второго подъема; 11 — фильтр тонкой очистки мазута; 12 — основной подогреватель мазута; 13 — насос мазута первого подъема; 14 — насос рециркуляции; 15 — фильтр очистки резервуара; 16 — подогреватель мазута на рециркуляцию основного резервуара; 17 — подогреватель мазута на рециркуляцию приемного резервуара и лотка.

цистерн «открытым паром» составляет 10 ч, в том числе время слива 8 ч. При разогреве в тепляке полный цикл составляет 6—7 ч, в том числе время слива 4 ч. Слив осуществляется самотеком в межрельсовый железобетонный лоток, оборудованный паровыми подогревателями из труб, расположенных на дне и на стенках. Сливные желоба выполняют с уклоном 1—2%. Для лучшего разогрева в них можно подавать горячий мазут на рециркуляцию (с температурой 90—95 °С). Мазут стекает в приемные подземные железобетонные резервуары вместимостью 600—1000 м³. Они снабжены секционными трубчатыми паровыми подогревателями для поддержания температуры мазута не ниже 70 °С. Вместимости резервуаров растопочного мазутного хозяйства составляют 1000 и 2000 м³. Для основного мазутного хозяйства при доставке по железной дороге применяются резервуары вместимостью до 50 000 м³.

Резервуары могут быть наземными или подземными. В настоящее время резервуары изготовляют из сборного железобетона, плотность швов обеспечивается нефтеустойчивой изоляцией. Резервуары основного мазутного хозяйства рассчитываются на 15-суточный запас топлива. Расходное хозяйство при суммарной паропроизводительности установленных на электростанции котлов до 4000 т/ч должно иметь вместимость баков 3000 м³, при большей производительности котлов — 6000 м³.

Мазут в резервуарах нагревают двумя способами: стационарными поверхностными паровыми подогревателями, укладываемыми на дно резервуара, и рециркуляцией мазута с подогревом в наружных трубчатых подогревателях. Второй способ лучше, так как он обуславливает интенсивное перемешивание мазута и выравнивание температуры в баке, что способствует выпариванию влаги. При циркуляционном разогреве затрачивается в 4—5 раз меньше времени, чем при стационарном.

Для подачи мазута в котельную поблизости от мазутохранилища сооружается насосная станция, связанная с котельной паро- и мазуто-

проводами. Мазут в котельную подается по двум трубопроводам, один из которых резервный. Предусматривается постоянная рециркуляция мазута, предотвращающая его застывание в трубопроводах.

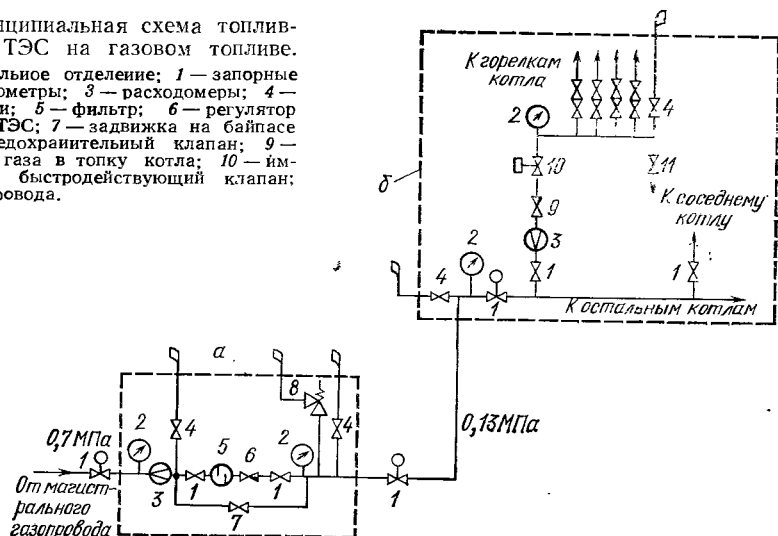
Оборудование насосной станции включает мазутные насосы, фильтры, подогреватели, трубопроводы с арматурой и измерительную аппаратуру. Мазут из приемных резервуаров в основные подается центробежными погружными насосами (типа нефтяных артезианских). Применение этих насосов исключает прокладку мазутопроводов на большой глубине. Для подачи мазута в котельную устанавливают преимущественно центробежные электронасосы консольного типа, применяемые в нефтяной промышленности для перекачки нефтепродуктов с температурой до 200 °С. Для создания необходимого давления мазута перед форсунками при механическом распыливании применяются насосы двух подъемов.

Наиболее простое и дешевое топливное хозяйство имеют электростанции, работающие на газовом топливе (рис. 11.14).

Газ подается на электростанцию

Рис. 11.14. Принципиальная схема топливного хозяйства ТЭС на газовом топливе.

а — ГРП; *б* — котельное отделение; 1 — запорные задвижки; 2 — манометры; 3 — расходомеры; 4 — продувочные свечи; 5 — фильтр; 6 — регулятор давления газа на ТЭС; 7 — задвижка на байпасе регулятора; 8 — предохранительный клапан; 9 — регулятор расхода газа в топку котла; 10 — импульсный отсечный быстродействующий клапан; 11 — дренаж газопровода.



по подземному трубопроводу от магистрального газопровода через газораспределительную станцию (ГРС) при давлении 0,7—1,3 МПа. Избыточное давление газа в магистральных котельного отделения и у горелок поддерживается на уровне 0,1—0,2 МПа. Для этой цели служит газорегуляторный пункт (ГРП), размещаемый в отдельном здании на территории ТЭС. Помещение ГРП должно быть обеспечено надежной вентиляцией и мерами взрывобезопасности. ГРП оборудуются фильтрами для очистки газа, автоматическим регулятором давления газа «после себя», приборами для измерения давления и расхода газа, запорной арматурой, предохранительными клапанами и продувочными «свечами».

На электростанциях, где газ является основным топливом, производительность ГРП рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими котлами. Если газ служит буферным топливом, производительность ГРП определяется по требуемому количеству газа для летнего режима. На газопроводах перед и после ГРП применяют задвижки с электроприводом. Основным элементом ГРП является регулирующий клапан давления газа «после себя». Для предотвращения повышения давления газа за регулирующим клапаном устанавливается предохранительный клапан.

Газопровод к каждому котлу должен быть снабжен следующей арматурой: запорной задвижкой, шайбой расходомера, регулятором расхода газа, импульсным отсекающим быстродействующим клапаном. Для продувки газопроводов и вытеснения из них воздуха во избежание образования гремучей смеси предусматриваются продувочные «свечи» с плотными запорными устройствами.

Газопровод от ГРП до котельного отделения прокладывается по эстакаде и покрывается тепловой изоляцией.

11.3. Газоочистка, золошлакоудаление и охрана атмосферы

Через дымовые трубы ТЭС в атмосферу выбрасываются летучая зола, сажа и вредные газы — сернистый ангидрид SO_2 , двуокись азота NO_2 и некоторые другие соединения, оказывающие при определенных концентрациях вредное влияние на человеческий организм и растительный мир. Летучая зола вызывает также износ дымососов, а SO_2 — коррозию металла. Главной санитарной инспекцией СССР утверждены нормы предельно допустимых концентраций (ПДК) основных выбросов, загрязняющих атмосферу. ПДК в атмосферном воздухе на уровне 1,5 м от поверхности земли основных загрязняющих вредных веществ в мг/м^3 составляет:

	Максимальная разовая	Среднесуточная
Летучая зола	0,5	0,15
SO_2	0,5	0,05
NO_2	0,085	0,085

Проблема улавливания из продуктов сгорания летучей золы в основном решена: современные высокоэффективные золоуловители способны задерживать до 99% золы. Нерешенной остается проблема очистки дымовых газов от сернистого ангидрида и окислов азота. Здесь практически единственным эффективным средством снижения вредного влияния в настоящее время является сооружение достаточно высоких дымовых труб, высота которых может быть подсчитана по специальной формуле.

Особенно усложняется задача при сооружении электростанций в районах, где атмосферный воздух уже загрязнен выбросами действующих предприятий (имеет «фоновую» загазованность). При сжигании высокосернистых топлив (например, мазута с содержанием серы выше 1,5%) для мощных ГРЭС ($N \geq 2400$ МВт) в этих условиях приходится проектировать и сооружать

дымовые трубы высотой до 300 м и выше.

Техника улавливания летучей золы из продуктов сгорания ТЭС достигла высокого совершенства: используются золоуловители различных типов. Основным показателем работы золоуловителей является степень очистки газов, или КПД золоуловителя:

$$\eta_{з.у} = G_{ул} / G_{вх}, \quad (11.8)$$

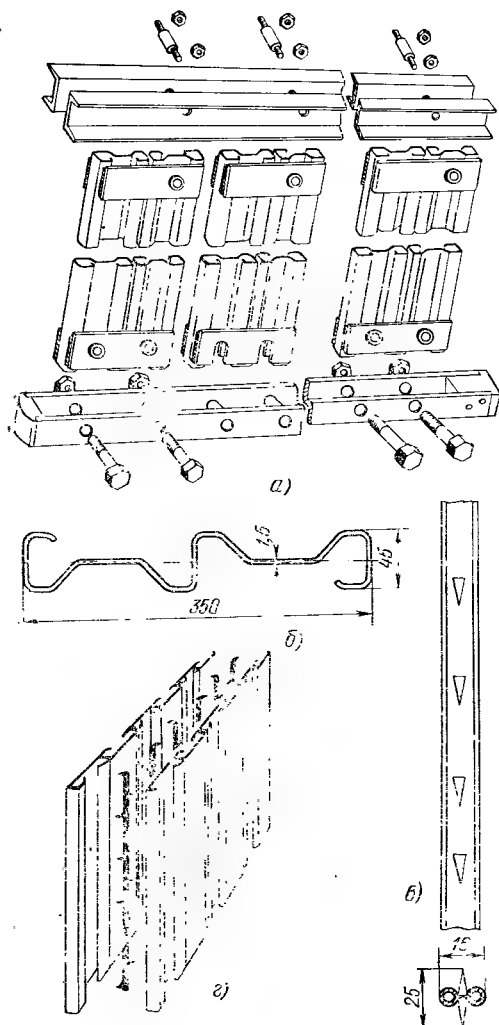


Рис. 11.15. Electrodes electrofilter.

а — симметричные S-образные элементы осадительного электрода; *б* — широкополосный S-образный элемент осадительного электрода; *в* — коронирующий игольчатый электрод; *г* — схема взаимного расположения осадительных и коронирующих электродов.

где $G_{ул}$ — масса уловленных частиц золы; $G_{вх}$ — масса золы в газах на входе в золоуловитель.

Известно большое количество типов золоуловителей, которые по принципу действия можно разделить на сухие и мокрые инерционные золоуловители, электрофильтры и комбинированные золоуловители.

Основным типом золоулавливающего устройства на современных мощных ТЭС в СССР является электрофильтр. Он имеет большие габариты и сравнительно высокую стоимость, но степень очистки в нем газов от летучей золы составляет около 96%, а при правильном проектировании, хорошем изготовлении и правильной эксплуатации может быть обеспечена очистка на 99—99,8%. Степень очистки газов в электрофильтрах зависит от ряда факторов, и в первую очередь от свойств золы, скорости движения газов и конструкции электрофильтра. Принцип действия электрофильтра базируется на создании неравномерного электрического поля высокой напряженности и образовании коронного разряда между электродами, расположенными в корпусе. Вокруг электрода, имеющего профиль с острыми углами, при напряженности электрического поля около 15 кВ/см возникает интенсивная ионизация дымовых газов, ограниченная узкой областью, прилегающей к электроду. Возникает коронный разряд; в его зоне образуются отрицательные ионы и электроны, которые под действием сил электрического поля приходят в движение в направлении от коронирующих к осадительным электродам. Встречая на своем пути частицы золы, они адсорбируются, передают им заряд и теперь уже частицы золы движутся по направлению к осадительным электродам, где осаждаются под действием сил электрического поля и адгезии (сцепления).

Для котлоагрегатов мощных

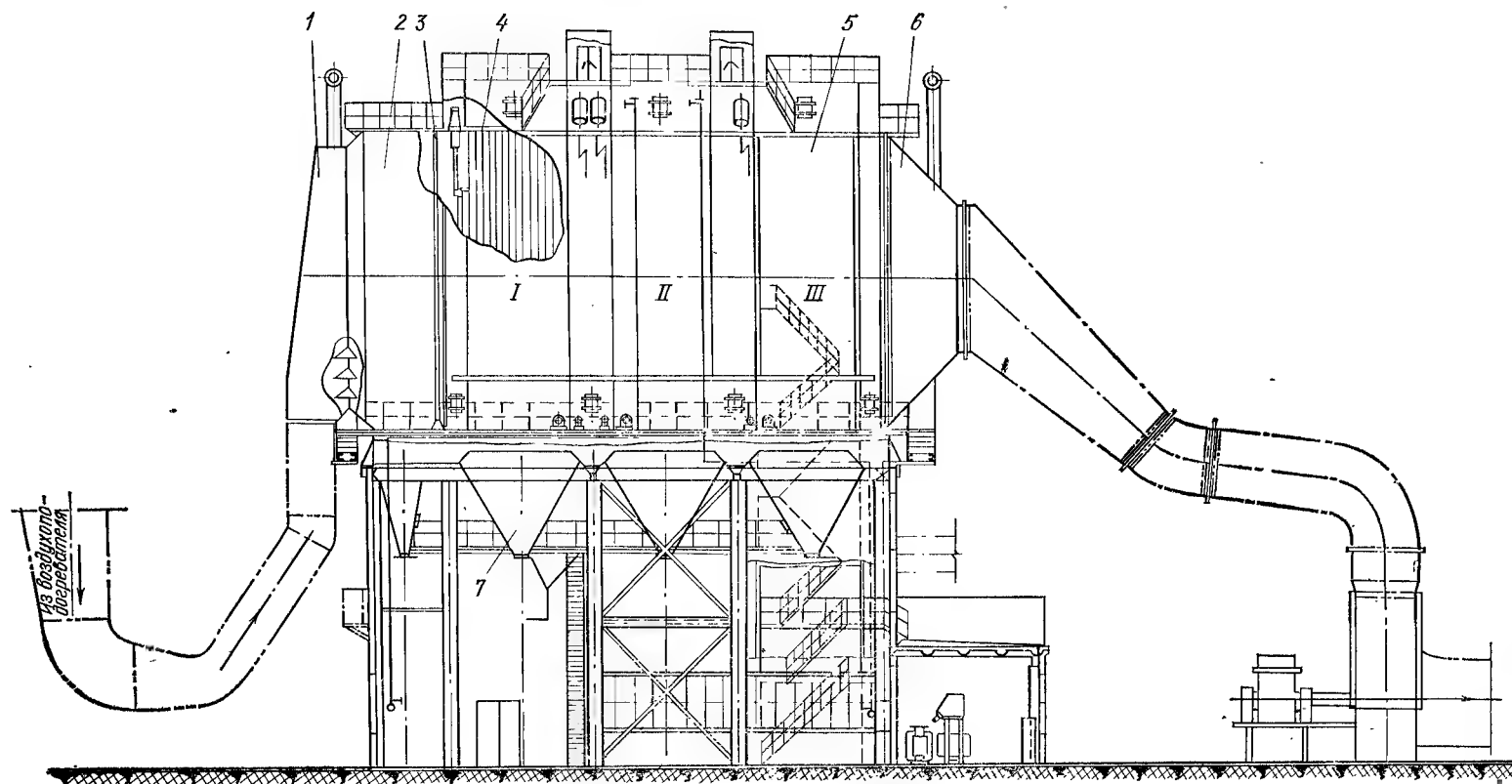


Рис. 11.16. Схема электрофилтра с электродами высотой 12 м.

1 — диффузор; 2 — форкамера; 3 — перфорированная решетка; 4 — осадительная камера; 5 — корпус электрофилтра; 6 — конфузор; 7 — золотые бункера; I, II, III — поля электрофилтра.

энергоблоков используются электрофилтры с горизонтальным движением продуктов сгорания и с пластинчатыми осадительными электродами. По ходу газов последовательно создается три или четыре электростатических поля. По числу параллельно расположенных систем электродов электрофилтры выполняются двух- или четырехсекционными.

Электроды пластинчатого горизонтального электрофилтра изображены на рис. 11.15. Осадительные электроды имеют С-образный профиль и хорошие механические характеристики, а уловленная ими зола хорошо стряхивается. Коронирующие электроды ленточно-игольчатой формы интенсифицируют работу электрофилтра.

Высокая степень очистки газов в электрофилтрах может быть достигнута лишь при длительности пребывания газов в активной зоне не менее 8 с и при скорости движения газов не более 1,2—1,5 м/с. В пределах имеющейся ширины ячейки блока такая скорость может быть достигнута лишь при увеличении высоты электродов до 12 м. Электроды должны быть прочными, жесткими, хорошо отряхиваемыми, обеспечивающими высокую эффективность осаждения золы и отсутствие вторичного ее уноса. Схема компоновки электрофилтра с электродами высотой 12 м показана на рис. 11.16. Для выравнивания скорости запыленного потока по сечению осадительной камеры рекомендуется применять на входе в электрофилтр направляющие решетки. Осадительные электроды набираются из элементов, скрепляются рамами, подвешиваются и заземляются. Коронирующие электроды натягиваются на трубчатые рамы, устанавливаются с определенным шагом между рядами осадительных электродов и крепятся к рамам, подвешенным к опорно-проходным изоляторам. Удаление осевшей на электродах золы осуществляется

действием кулачковых механизмов встряхивания. Уловленная зола сыпается в золотые бункера. Излучающие коронирующие электроды питаются выпрямленным пульсирующим током высокого напряжения (до 80 кВ) отрицательного знака. Рабочее напряжение электрофилтра на несколько процентов меньше пробивного. Расход электроэнергии на подзарядку электродов составляет 0,1—0,2 кВт·ч на 10^3 м³ газов. Аэродинамическое сопротивление электрофилтров невелико и составляет 150—200 Па.

Для уменьшения концентрации SO_2 в продуктах сгорания топлив возможны два пути: уменьшение содержания серы в топливе до его сжигания и очистка дымовых газов от окислов серы. Возможно механическое удаление серы из твердого топлива, если она находится в нем в виде относительно крупных включений колчедана (FeS_2). Выделение серы из мазута встречает большие затруднения; такая обработка должна производиться на нефтеперерабатывающих заводах. На крупных опытно-промышленных установках осуществлялась очистка газов от SO_2 аммиачно-автоклавным и магнезитовым способами. Техничко-экономический анализ показал их экономическую нецелесообразность. Уменьшения содержания NO_2 в продуктах сгорания можно достигнуть режимными мероприятиями: снижением температуры и уменьшением избытка воздуха в топке, а также уменьшением времени пребывания газов в зоне высоких температур.

Одним из основных средств уменьшения загрязнения атмосферы вредными газами в настоящее время является улучшение их рассеивания в атмосфере путем уменьшения числа дымовых труб и увеличения их высоты и скорости газов на выходе. На мощных электростанциях в СССР и за рубежом в настоящее время сооружаются дымовые трубы высотой 250 и

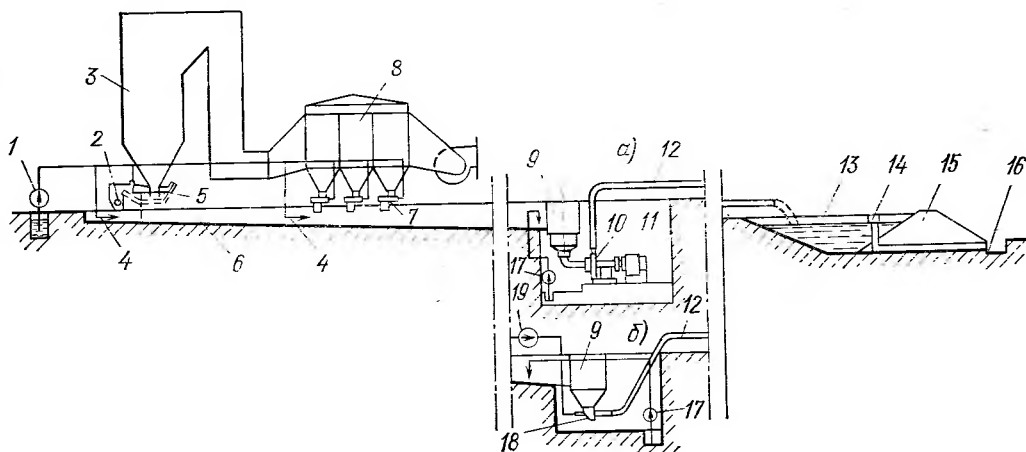


Рис. 11.17. Принципиальная схема гидравлического совместного шлакозолоудаления ТЭС.

а — с багерными насосами; б — с гидроаппаратами Москалькова; 1 — смывной насос; 2 — шлакодробилка; 3 — топка котла; 4 — побудительные сопла; 5 — ванна со скребковым транспортером для механизированного непрерывного шлакоудаления; 6 — шлакозоловой канал; 7 — золосмывной аппарат с открытым переливом; 8 — электрофильтр; 9 — приемный бункер пульпы с металлоуловителем; 10 — багерный насос; 11 — электродвигатель багерного насоса; 12 — шлакозолопровод; 13 — золоотвал; 14 — шахта ливнесброса; 15 — дамба; 16 — канал осветленной воды; 17 — дренажный насос; 18 — эжекторный гидроаппарат Москалькова; 19 — насос эжектирующей воды.

320 м. В перспективе рассматривается возможность создания труб высотой 400 и 500 м, однако с увеличением их высоты резко возрастает стоимость труб.

Оборудование шлакозолоудаления служит для транспортировки шлака и золы от котлов до золоотвала. В связи с увеличением мощностей современных ТЭС и высокой зольностью многих энергетических твердых топлив проблема механизации шлакозолоудаления приобретает большое значение. Применяются гидравлическое, гидропневматическое и пневматическое шлакозолоудаление. На действующих электростанциях СССР в основном распространено гидравлическое шлакозолоудаление.

Шлак и золу с территории ТЭС можно удалять совместно и раздельно. Смесь воды со шлаком или со шлаком и золой перекачивают по трубам центробежными (багерными) насосами, эжекторными гидроаппаратами Москалькова или удаляют по самотечным каналам. Зола транспортируется шламовыми насосами.

При раздельной гидравлической

транспортировке увеличиваются капиталовложения, но уменьшаются эксплуатационные расходы, так как для удаления золы требуются меньшие скорости воды и затраты энергии. Появляется также возможность сбора на отвалах шлака отдельно от золы и использование его для строительных целей. Гидротранспортировка золы и шлака по самотечным каналам или трубам наиболее проста, надежна и экономична, но применима лишь в сравнительно редких случаях благоприятных условий местности, обеспечивающих необходимый уклон каналов.

На мощных электростанциях СССР получила преимущественное применение система гидрошлакозолоудаления с багерными насосами, транспортирующими совместно золовую и шлаковую пульпу. Эта система универсальна, экономична и способна обеспечить нормальные санитарно-гигиенические условия труда в котельных помещениях. Системы гидрошлакозолоудаления проектируют преимущественно с замкнутой схемой водоснабжения, когда повторно используется вода,

осветленная в отстойнике золоотвала.

Пневматическая система золоудаления применяется в случаях недостатка воды на ТЭС, а также тогда, когда требуется сухой шлак и зола для промышленного использования. Пневматическая система сложнее гидравлической и требует значительно больших эксплуатационных расходов. Пневматические системы создают напорными, вакуумными или смешанными.

В гидравлической системе (рис. 11.17) шлак поступает в шлакоудаляющее устройство 5, из которого через шлакодробилку 2 поступает в шлакозоловой канал 6. Сюда же через золосмывные аппараты 7 поступает зола, уловленная в электрофилт্রে 8. Для обеспечения движения гидрошлакозоловой смеси (пульпы) по самотечному каналу устанавливаются побудительные сопла 4. Шлак в дробилках измельчается до кусков размером не более 25—30 мм. В приемном бункере багерного насоса 9 имеется металлоуловитель.

На ряде действующих электростанций СССР для транспортировки золы и шлака в отвал применяются вместо багерных насосов гидроаппараты Москалькова

(рис. 11.17,б). В этом случае описанная выше схема гидрошлакоудаления в пределах котельного помещения сохраняется. В системе шлакозолоудаления с гидроаппаратом Москалькова дробилка не требуется: ее функцию выполняет гидроаппарат, дробящий и транспортирующий шлак. Вода для эжектирования гидросмеси подается к аппарату под напором до 6 МПа насосом высокого давления.

Для удаления шлака из топок котлов большой производительности служат механизированные устройства непрерывного действия со скребковым или шнековым транспортером, выгребавшим шлак из ванны, в которую он попадает из топки. Новым устройством является разработанная ТКЗ роторная система шлакоудаления, совмещающая функции дробилки и транспортера.

Дробилки для измельчения шлака подразделяются на индивидуальные (у каждого котла) и центральные (в багерной насосной). Шлаковые и золотые каналы в пределах котельного помещения выполняются раздельными. Они имеют уклон в сторону движения пульпы: для шлака при сухом шлакоудалении не менее 1,5%, при жидком не менее 1,8%, на поворотах не менее 3%, для золы 1%. Типовыми являются железобетонные каналы, облицованные плитами из литого базальта. Канал должен иметь минимальное число поворотов.

Минимально допустимая скорость пульпы, обеспечивающая надежный гидротранспорт, зависит от ее концентрации, составляющей обычно от 5 до 20%: для золовой пульпы рекомендуется скорость 1,2—1,4 м/с; для шлаковой 1,7—2,3 м/с. Пульпопроводы укладывают преимущественно на сборных железобетонных опорах с расстоянием между опорами 5—14 м. От каждой багерной насосной до золоотвала пульпопроводы прокладывают с одной резервной линией. По мере износа нижней части трубы пульпопроводы поворачивают изношенной частью вверх.

Для систем с багерными (шлаковыми) насосами оптимальные значения кратности смыва при совместном транспорте шлака и золы составляет 12—18, а для золы 6—12. В системах с гидроаппаратами Москалькова кратность смыва достигает 35—60 кг воды на 1 кг шлака. КПД насосов в 2—3 раза превышает КПД гидроаппаратов.

В системах гидравлического шлакозолоудаления происходит абразивный износ элементов. Срок службы брони и улитки багерного насоса составляет 720—1200 ч, рабочего колеса 360—720 ч. Срок службы пульпопроводов (до поворота) составляет от 1 до 4 лет, до замены 2—12 лет.

Транспортировка пульпы по пульпопроводам может осуществля-

ться на расстояние до 12 км. Для золошлакоотвалов отводят площади, малопригодные для сельского хозяйства. Эти площади ограждают дамбами. Для предотвращения пыления

на эксплуатируемых отвалах поддерживают уровень воды, обеспечивающий увлажнение золы. Вокруг отвалов создают защитные полосы из кустарников и деревьев.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ТЕПЛОВЫХ СХЕМАХ

БЗК — бак запаса конденсата
БОУ — блочная обессоливающая установка
Г — генератор (электрический)
ГЗ — гидрозатвор
Д, ДД, ДПП, ДИ — деаэраторы питательной, добавочной, подпиточной воды, испарителей
И — испаритель
К, КИ — конденсатор турбины и испарителя соответственно
КО — конденсатоотводчик
КП — теплофикационный пучок конденсатора
КУ — котельная установка
КФ — калорифер
Н, ПН, КН, БН, ДН, СН, ППН, НОК, НДВ, КНИ, КНС, КНП, НОВ, НПТ — насосы питательный, конденсатный, бустерный, дренажный, сетевой, подпиточный, обратного конденсата, добавочной воды, конденсата испарителей, сетевых подогревателей, паропреобразователей, очищенной воды, промежуточного теплоносителя соответственно
ОВ — очищенная вода
ОГК — охладитель газа конденсатом
ОД, ОП, ОУ, ОК, ОКСП — охладители дренажной воды, продувки, уплотнений, конденсата и сетевых подогревателей соответственно
ОК — обратный клапан
П, ПУ, ПЭ — подогреватели регенеративный, уплотнений, эжекторов соответственно
ПБ — питательный бак
ПВД, ПНД — подогреватель высокого и низкого давления соответственно

ПВК — пиковый водогрейный котел
ПЕ — перегреватель
ПК — предохранительный клапан
ПО — парохладитель
ПП — промежуточный пароперегреватель
ППТ — подогреватель промежуточного теплоносителя
ППР — паропреобразователь
ПТН — питательный турбонасос
ПЭН — питательный электронасос
Р — расширитель
РВП — регенеративный воздухоподогреватель
РД — регулятор давления
РОУ (БРОУ) — редукционно-охладительная установка (быстродействующая)
РП — регулятор подпитки
ПСБУ — пускосбросное устройство
РЕД — редукционный клапан
РЕЦ — клапан рециркуляции
РО — регулирующий орган
РПК — регулирующий питательный клапан
СМ — смеситель
СП (ВСП, НСП) — сетевой подогреватель (верхний, нижний) соответственно
Т — турбина
ТВ — техническая вода
ТВД — турбовоздуходувка
ТП — тепловой потребитель
ТУ — турбинная установка
ХВО — химводоочистка
Ш — шайба
ЧВД, ЧСД, ЧНД — части высокого, среднего и низкого давления турбины
ЭОУ — эжектор отсоса пара из уплотнений